



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б.Н.Ельцина

**Уральский
энергетический
институт**

**П. Н. ПЛОТНИКОВ
Т. А. НЕДОШИВИНА**

ДЕТАЛИ МАШИН: РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

П. Н. Плотников, Т. А. Недошивина

ДЕТАЛИ МАШИН: РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ

Учебное пособие

Рекомендовано методическим советом УрФУ
для студентов, обучающихся по направлению
13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2016

УДК 62-2(075.8)

ББК 34.44-02я73

ПЗ9

Рецензенты:

Уральский государственный лесотехнический университет (заведующий кафедрой «Энергетика» проф., д-р техн. наук *С. М. Шанчуров*); главный конструктор ЗАО «Уральский турбинный завод» канд. техн. наук *А. Ю. Култышев*

Научный редактор проф., д-р техн. наук *В. И. Брезгин*

Плотников, П. Н.

ПЗ9 Детали машин: расчет и конструирование : учебное пособие / П. Н. Плотников, Т. А. Недошивина. — Екатеринбург : Изд-во урал. ун-та, 2016. — 236 с.

ISBN 978-5-7996-1727-1

Приведены основные этапы проектирования и конструирования машин, требования, предъявляемые к проектируемым изделиям. Даны общие сведения о деталях машин, материалах, напряжениях, причинах выхода их из строя и критериях работоспособности. Изложены основы определения сил, действующих на детали, и расчета элементов конструкций по основным критериям работоспособности.

Учебное пособие составлено с учетом требований государственных стандартов и единой системы конструкторской документации.

Учебное пособие может быть использовано студентами очного и заочного обучения для самостоятельной работы, при выполнении контрольных заданий, курсовых проектов по деталям машин, а также при подготовке к экзаменам по курсу «Детали машин и основы конструирования».

Библиогр.: 17 назв. Рис. 111. Табл. 8.

УДК 62-2(075.8)

ББК 34.44-02я73

ISBN 978-5-7996-1727-1

© Уральский федеральный
университет, 2016

Предисловие

Учебное пособие по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение».

Изучение курса «Детали машин и основы конструирования» подразумевает использование большого числа литературных источников, в том числе ряда специфических, необходимых для более глубокого освоения материала применительно к направлению подготовки 13.03.03 «Энергетическое машиностроение». В связи с этим в пособии рассмотрены как вопросы конструирования разного рода деталей, узлов, соединений общемашиностроительного назначения, так и вопросы конструирования узлов и соединений, применяющихся в энергомашиностроении. Приведены расчетные формулы, критерии расчета, выбор материалов деталей и т. д.

Для удобства использования учебное пособие разбито на отдельные главы в соответствии с программой курса. Каждая глава разбита на отдельные темы. Некоторые главы изложены достаточно сжато, что предполагает самостоятельное изучение части материала. В конце главы приводятся вопросы для самоконтроля по изученному материалу.

Пособие предназначено для студентов всех форм обучения для подготовки к лекциям, зачетам и экзаменам. В связи с использованием дистанционных технологий в обучении учебное пособие является дополнительным материалом для возможности электронного обучения студентов.

Словарь терминов

Деталь — изделие, выполненное из однородного по марке и наименованию материала, без применения сборочных операций.

Сборочная единица (узел) — совокупность деталей, объединенных общим назначением.

Механизм — система звеньев, преобразующая движение одних звеньев в требуемые движения других.

Машина — устройство, выполняющее механические движения с целью преобразования энергии, материалов или информации.

Прочность — способность детали выдерживать рабочие нагрузки без разрушения.

Жесткость — это способность системы сопротивляться действию внешних нагрузок с наименьшими деформациями либо с допустимыми деформациями, не приводящими к нарушению работоспособности системы.

Упругость — способность восстанавливать первоначальные форму и размеры детали после снятия нагрузки.

Надежность — свойство объекта выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных эксплуатационных показателей в определенных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Коррозия — процесс постоянного разрушения поверхностных слоев металла в результате его окисления.

1. Составные части проектирования. Принципы и методика конструирования

1.1. Проектирование и конструирование

Непрерывное развитие техники требует новых знаний от конструкторов и проектировщиков. Вместе с тем необходимо обладать обширными познаниями в области уже существующих проектов, материалов, технологий.

Конструировать — значит создавать конструкцию механизмов, машин, аппаратов. Конструктор — специалист, знающий не только порядок, способы и методы создания конструкции, но и способы и методы изготовления составных частей этой конструкции и материала, из которой она изготавливается.

Целью и результатом разработки новых изделий является само изделие. Изделие относится к сфере материальных объектов и служит для удовлетворения требований производства и потребностей человека.

Разработка новых изделий осуществляется инженерно-техническим персоналом путем проектирования и конструирования. Проектирование и конструирование являются процессами взаимосвязанными, дополняющими друг друга, но все же разными. Конструктивная форма объекта уточняется с помощью методов проектирования — производением расчетов параметров, прочностных расчетов, оптимизации и т. д. В свою очередь, проектирование возможно при предварительно принятых вариантах конструктивного выполнения условного объекта. Часто эти два процесса не различают, поскольку выполняются, как правило, специалистами одной профессии — инженерами-конструкторами.

Проектирование предшествует конструированию и представляет собой поиск научно-обоснованных, технически осуществимых и эконо-

мически целесообразных решений. Результатом проектирования является проект разрабатываемого объекта. Проектирование — выбор некоторого способа действия, позволяющего решать поставленную задачу при определенных условиях и ограничениях.

Конструированием создается однозначная, конкретная конструкция изделия. Конструкция — это устройство, взаимное расположение частей и элементов какого-либо предмета, машины, прибора, определяющееся его назначением. Конструкция предусматривает способ соединения, взаимодействие частей, а также материал, из которого отдельные части (элементы) должны быть изготовлены. В процессе конструирования создаются изображения и виды изделия, рассчитывается комплекс размеров с допускаемыми отклонениями, выбирается соответствующий материал, устанавливаются требования к шероховатости поверхностей, технические требования к изделию и его частям, создается техническая документация. Конструирование опирается на результаты проектирования и уточняет все инженерные решения, принятые при проектировании.

С одной стороны, конструирование машин — процесс творческий, независим от того, выполняется он студентом или опытным инженером. Каждая конструкторская задача имеет много решений. Опираясь на имеющиеся теоретические знания и практический опыт, конструктор должен выбрать из многих возможных решений одно — наилучшее. При этом ему приходится принимать во внимание часто противоречивые технологические и эксплуатационные требования, предъявляемые к проектируемому изделию. Нередко правильное решение может быть принято только после проведения сравнительных технико-экономических расчетов по конкурирующим конструктивным вариантам.

При конструировании одновременно должны решаться две основные задачи создания:

- машина должна в полной мере отвечать эксплуатационным требованиям;
- быть наиболее экономичной в изготовлении и обслуживании во время эксплуатации.

При конструировании изделия конструктор должен предусмотреть возможный метод получения заготовок каждой детали. В ряде случаев конструктор принимает во внимание специфические требования технологии термической обработки, а также требования технологии

окраски деталей. При конструировании изделия и его деталей учитывают также особенности механической обработки деталей и сборки.

Все перечисленные и другие требования технологии оказывают вполне определенное влияние на конструкцию изделия и его деталей. Поэтому общепризнанной является связь между конструкцией изделия и технологией его изготовления. С другой стороны, известно, что технологический процесс любого вида (получение заготовок, механическая обработка, сборка) зависит не только от конструкции изделия, но и от объема выпуска изделия. При единичном и мелкосерийном выпуске экономически оправдано выполнение пригоночных операций при сборке — подрубка, припиловка, шабрение. В крупносерийном и массовом производстве пригоночные операции нежелательны.

При единичном производстве широкое применение находят сварные детали простой формы и поковки, полученные ковкой. При массовом производстве широко применяют разные виды точного литья, а также горячую и холодную штамповку, чеканку, штамповку и т. д.

Механическую обработку деталей изделия единичного производства выполняют на универсальном оборудовании простейшим инструментом и без специальных приспособлений.

В мелкосерийном производстве все шире применяются станки с программным управлением, в том числе «обрабатывающие центры», которые предъявляют определенные требования к конструкции деталей.

При крупносерийном и массовом производстве широкое применение находят специальное оборудование, а также специальные приспособления и инструмент, которые предъявляют свои специфические требования к конструкции изделия. Поэтому изделия единичного или мелкосерийного производства конструктивно отличаются от изделий массового выпуска. Следовательно, объем выпуска, технология и конструкция изделия находятся в тесной взаимосвязи.

Очевидно, что в современных условиях для создания технически грамотной конструкции изделия необходимо при его конструировании одновременно обеспечивать высокие эксплуатационные показатели и высокую степень технологичности конструкции.

Основные технологические требования к проекту:

1. Обоснование применения каждого механизма, каждой детали механизма, каждого элемента конструируемой детали.
2. Учет основных требований технологии сборки и разборки:
 - а) удобство сборки и регулировки;

- б) удобство разборки, уменьшение объема ручных пригоночных операций на сборке;
 - в) уменьшение цикла сборки.
3. Соответствие конструктивных форм детали условиям технологии получения заготовки и технологии механической ее обработки при заданном объеме выпуска.
 4. Экономное расходование материалов, особенно металла.
 5. Широкое использование стандартных узлов и деталей.
 6. Надежность смазки всех трущихся поверхностей деталей.
 7. Обеспечение достаточных расстояний между деталями.

Таким образом, задача конструктора состоит в создании машин, отвечающих требованиям потребителя, дающих наибольший экономический эффект и обладающих наиболее высокими технико-экономическими и эксплуатационными показателями. К ним относятся высокая производительность, экономичность, прочность, надежность, малая масса и металлоемкость, габариты, энергоемкость, объем и стоимость ремонтных работ, расходы на оплату труда операторов, высокий ресурс долговечности и степень автоматизации, простота и безопасность обслуживания, удобство управления, сборки и разборки.

Помимо вышеперечисленных показателей при конструировании должны соблюдаться требования технической эстетики — машины должны иметь красивый внешний вид, изящную, строгую отделку. Удельный вес каждого из перечисленных факторов зависит от назначения машины.

Таким образом, чтобы перечисленные требования к конструируемым машинам и механизмам и их показатели претворялись в жизнь, необходимо научиться конструировать активно, а именно: во-первых, не слепо копировать существующие образцы, а осмысленно, выбирая из всего многообразия существующих конструктивных решений наиболее целесообразные в данных условиях; во-вторых, уметь сочетать различные конструктивные решения и находить новые, улучшенные, т. е. конструировать с творческой инициативой; в-третьих, стремиться непрерывно улучшать показатели машин; в-четвертых, необходимо учитывать динамику развития промышленности и не создавать морально устаревшие машины.

Особое внимание следует уделять вопросам надежности и долговечности. Увеличение надежности и долговечности машин обычно связывают в первую очередь с переходом на новые высококачественные материалы, с совершенствованием технологии обработки деталей,

применением различных средств, способствующих уменьшению изнашивания. Однако основные качества новой машины или механизма закладываются в них на самой первой стадии проектирования, когда выбирается структурная схема и главные параметры.

Стоимость проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта машин значительно снижается благодаря стандартизации и унификации деталей машин.

Стандартизация играет большую роль в развитии человечества. Если бы не было стандартизации, то при проектировании новой машины пришлось бы большую часть деталей машин (болты, гайки, подшипники качения и др.) изготавливать при индивидуальном или мелкосерийном производстве. Вместо испытаний материалов стандартных марок потребовалось бы гораздо больше исследований, что осложнило бы кооперацию между предприятиями, отраслями и странами. Стандартизация принципиально сокращает необходимый типаж машин и других изделий.

Сложившаяся практика стандартизации деталей машин показывает, что выбор и обоснование объектов стандартизации из числа деталей не могут выполняться раздельно. Выбор детали должен быть обоснованным, а степень убедительности обоснования характеризует правильность выбора. Решение о рациональности выбора основывается на результате технико-экономических расчетов и исследований, проведение которых следует считать обязательным. Тем самым будут сведены к минимуму случаи непроизводительных затрат на отраслевую унификацию и стандартизацию.

Унификация — это многократное применение в машинах одних и тех же элементов конструкции, деталей и узлов. В результате унификации растет объем производства одних и тех же деталей, снижается стоимость их изготовления и уменьшается номенклатура запасных частей. Появляется возможность организации специализированного производства деталей и узлов двигателей.

Стандартизация, так же как нормализация и унификация, имеет целью повышение массовости, серийности производства машин и оборудования. Вместе с тем основная задача стандартизации — повышение качества машин и механизмов. Стандартизация — это система мероприятий по обеспечению единообразных обязательных свойств изделий и их частей. Стандартизованными могут быть также материалы, производственные процессы, методы испытаний и единицы из-

мерений, конструкторская документация и пр. В России выпускаются национальные, государственные общесоюзные стандарты, а также межотраслевые, отраслевые и заводские нормы. Под нормализацией понимается стандартизация, проводимая в масштабе одной или нескольких отраслей либо предприятия.

Распространение стандартизации на группы машин потребовало разработки типажа машин с взаимной увязкой их основных параметров (в частности, мощности электродвигателей, грузоподъемности грузовых автомобилей и т. п.).

Стандартизация и унификация деталей упрощают машину, ускоряют проектирование новых машин, создают возможность массового или крупносерийного производства стандартных деталей с применением наиболее прогрессивных методов, снижают трудоемкость изготовления деталей, сокращают количество станков, инструментов, моделей, дают возможность использовать стандартный инструмент, уменьшают расход машиностроительных материалов и запасных частей, облегчают и ускоряют ремонт машин.

1.2. Основные критерии работоспособности деталей машин

Прочность. Является главным критерием работоспособности большинства деталей. Разрушение деталей и частей машины вследствие потери прочности приводит не только к простоям, но и к несчастным случаям.

При оценке прочности все нагрузки разделяют на постоянно действующие и переменные. К постоянным можно отнести нагрузку от действия силы тяжести, например от начальной затяжки болтов. При этом они также могут быть переменными: при вращении вала часть волокна растягивается, часть сжимается. Чисто переменные напряжения вызываются спецификой работы деталей и узлов (поршни ДВС, газодинамика потока в турбине и т. д.).

Различают разрушение деталей из-за потери статической прочности или сопротивления усталости. Потеря статической прочности происходит тогда, когда значение рабочих напряжений превышает предел

статической прочности материала: $\sigma \geq \sigma_v$. Это связано обычно со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей (раковины, трещины).

Потеря сопротивления усталости происходит в результате длительного действия знакопеременных напряжений, превышающих предел выносливости материала: $\sigma \geq \sigma_{-1}$. Сопротивление усталости значительно понижается при наличии концентраторов напряжений, связанных с конструктивной формой детали (галтели, канавки) или с дефектами производства (царапины, трещины).

Способами повышения прочности являются:

- 1) выбор нагрузки: вместо создания изгибных напряжений задавать напряжения, вызывающие растяжение-сжатие материала;
- 2) выбор рациональной формы сечения деталей;
- 3) ликвидация концентраторов напряжений (фаски, галтели в местах переходов диаметров);
- 4) создание в деталях начальных напряжений обратного знака (механическое или термическое упрочнение).

Жесткость. Повышенные деформации могут нарушать нормальную работу конструкции задолго до возникновения опасных для прочности напряжений. Нарушая равномерное распределение нагрузки, они вызывают сосредоточение усилий на отдельных участках детали, в результате чего появляются местные высокие напряжения, иногда значительно превосходящие величину номинальных напряжений.

Величину деформаций можно рассчитать лишь в простейших случаях методами сопромата и теории упругости. В большинстве случаев приходится иметь дело с нерасчетными деталями, сечения которых определяются в соответствии с условиями изготовления (например, технологии литья) или которые имеют сложную конфигурацию, затрудняющую определение напряжений. В таком случае приходится прибегать к моделированию, эксперименту, опыту имеющихся аналогичных конструкций.

Для машиностроительных конструкций наибольшее значение имеет жесткость. Однако в ряде случаев важным свойством оказывается и упругость (пружины, рессоры, упругие детали).

Жесткость конструкции определяют следующие факторы:

- 1) модуль упругости материала (модуль нормальной упругости E при растяжении-сжатии и изгибе, модуль сдвига G при кручении, сдвиге, срезе);

- 2) геометрические характеристики сечения деформируемого тела (площадь сечения F при растяжении и сжатии, момент сопротивления W при кручении, момент инерции I при изгибе);
- 3) линейные размеры деформируемого тела (длина);
- 4) вид нагрузки и тип опор.

Нормы жесткости деталей устанавливают на основе практики эксплуатации и расчетов. Значение расчетов на жесткость возрастает в связи с широким внедрением высокопрочных сталей, у которых увеличивается характеристики прочности, а модуль упругости материала остается практически неизменным. При этом часто встречаются случаи, когда размеры детали, определенные при расчете на прочность, оказываются недостаточными по жесткости.

Износостойкость. Износостойкость — способность противостоять процессам изнашивания. Изнашивание — процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения.

Изнашивание значительно увеличивает стоимость эксплуатации, вызывая необходимость проведения периодических ремонтных работ. Для некоторых типов машин за весь период их эксплуатации затраты на ремонт и техобслуживание в связи с изнашиванием в несколько раз превышают стоимость новой машины.

Интенсивность изнашивания, а следовательно, и срок службы деталей зависят от давления, скорости скольжения, коэффициента трения и износостойкости материала. Для уменьшения изнашивания широко используют смазку трущихся поверхностей и защиту от загрязнения, применяют антифрикционные материалы, специальные виды химико-термической обработки поверхностей и т. д. Для предотвращения поломок от изнашивания развиваются науки по вопросам смазки, трения, методов защиты от износа.

Износостойкость деталей машин существенно уменьшается при наличии коррозии. Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали из специальных коррозионно-устойчивых материалов. При этом особое внимание уделяется деталям, работающим в присутствии воды, пара, кислот и других агрессивных сред.

В зависимости от характера происходящих процессов выделяют следующие виды изнашивания: механическое, молекулярно-механическое и коррозионно-механическое.

Механическое изнашивание. Этот вид изнашивания является результатом механических процессов, таких как срезание и пластическое деформирование микронеровностей (шероховатостей) при относительном перемещении сопрягаемых поверхностей, повреждение поверхностей абразивными частицами, повреждение в результате развития усталостных трещин и т. д.

Абразивное изнашивание является результатом царапающих и режущих воздействий на сопряженные поверхности твердых частиц, попадающих в зону контакта. С поверхности снимается слой металла в виде мелкой стружки, появляются забоины и вмятины. Износостойкость при абразивном изнашивании растет с увеличением твердости поверхностей. Поэтому поверхностное упрочнение (закалка, цементация) позволяет существенно повысить долговечность.

Пластическое деформирование, возникающее в пределах шероховатостей, способствует выглаживанию поверхности и снижению высоты неровностей. Но при высоких нагрузках действующие напряжения могут превышать предел текучести на значительной глубине. При этом возникает пластическое деформирование макрообъемов, вызывающее искажение сопряженных поверхностей и нарушение заданного относительного движения сопряженных деталей. В результате возникают дополнительные динамические нагрузки, вибрации, шум и т. д.

Усталостное изнашивание заключается в следующем. При попадании какого-либо участка сопрягаемой детали в зону контакта в нем возникает контактное напряжение. В результате повторного действия циклов контактных напряжений в поверхностном слое толщиной 10–20 мкм возникают усталостные трещины, развитие и слияние которых приводит к отделению частиц металла. В результате появляются ямки, сначала едва заметные, потом достигающие значительных размеров (2–3 мм). Этот вид разрушения сопряженных поверхностей называют усталостным выкрашиванием.

При определенных условиях усталостные трещины возникают на некоторой глубине от площадки контакта. Развитие глубинных усталостных трещин приводит к отделению крупных частиц металла. Этот процесс называют отслаиванием.

Молекулярно-механическое изнашивание. При больших значениях контактных напряжений (или контактных давлений) в результате разрушения защитных пленок и пластического деформирования отдельные участки сопрягаемых поверхностей могут вступить

в такой тесный контакт, при котором приходят в действие силы молекулярного сцепления. Это явление называется схватыванием. Последующее относительное перемещение поверхностей вызывает разрушение мест соединения (узлов схватывания) и возникновение новых.

Повреждение в результате действия молекулярных сил и механического воздействия называют молекулярно-механическим изнашиванием. Процесс возникновения и развития повреждений поверхностей трения вследствие схватывания называется заеданием.

Опасной формой рассматриваемого изнашивания является задир — повреждение поверхностей трения в виде борозд, глубина которых может достигать 100–200 мкм и более, направленных одинаково с вектором относительного движения.

Коррозионно-механическое изнашивание. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих машин и аппаратов. В процессе работы сопряженных поверхностей помимо изменения геометрии шероховатости происходит изменение в тонких поверхностных слоях, вызывающее повышение их твердости и стимулирующее химическое взаимодействие металла с компонентами окружающей среды. В результате появляются пленки (так называемые вторичные структуры), которые истираются под действием нормальных сил и сил трения и снова возобновляются. Этот вид повреждения сопряженных поверхностей называется коррозионно-механическим изнашиванием.

Разновидности этого вида изнашивания: окислительное (происходит с малой интенсивностью), вызванное поверхностно-активными присадками, добавляемыми в смазки (органические соединения серы, хлора, фосфора), фреттинг-коррозия — коррозионно-механическое изнашивание, возникающее при очень малых колебательных относительных перемещениях сопряженных поверхностей, обусловленное деформациями и люфтами.

Теплостойкость. Теплостойкость — способность тела выдерживать высокую температуру или значительную разность температур, не теряя своих качеств.

Нагрев машин может вызвать следующие вредные последствия — понижение прочности материала и появление ползучести, понижение защищающей способности масляных пленок, а следовательно, увеличение изнашивания деталей, изменение зазоров в сопрягаемых деталях, которое может привести к заклиниванию или заеданию, понижение точности работы машины.

Для того чтобы не допустить вредных последствий перегрева для машины, выполняют тепловые расчеты. И если необходимо, то вносят соответствующие конструктивные изменения (искусственное охлаждение, термические компенсаторы).

Виброустойчивость. Вибрация вызывает дополнительные переменные напряжения, которые, как правило, приводят к усталостному разрушению деталей. В некоторых случаях вибрации снижают качество работы машин, к примеру в металлорежущих станках вибрация снижает точность обработки детали и ухудшает качество ее поверхности. Особенно опасными являются резонансные колебания. Вредное влияние вибрации проявляется также и вследствие увеличения шумовых характеристик механизмов. Расчеты на колебания приобретают большое значение с ростом скоростей движения машин.

Надежность. Является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость в отдельности или определенное сочетание этих свойств как для объекта в целом, так и для его отдельных узлов и деталей.

Таким образом, надежность характеризуется показателями, которые выявляются в процессе эксплуатации и позволяют судить о том, насколько изделие оправдывает надежды его изготовителей и потребителей. Однако закладывается и обеспечивается надежность на этапах проектирования и изготовления.

Одним из критериев оценки надежности является вероятность сохранения работоспособности в течение заданного срока службы. Утрату работоспособности называют отказом.

Если, например, вероятность безотказной работы изделия в течение 1000 часов равна 0,99, то это значит, что из некоторого большого числа таких изделий, например из 100, один процент (1 изделие) потеряет свою работоспособность раньше, чем через 1000 часов.

Вероятность безотказной работы (коэффициент надежности) для данного примера равна отношению числа надежных изделий к числу изделий, подвергшихся наблюдению. Значение коэффициента надежности зависит от периода наблюдения t , который включен в обозначение коэффициента. У изношенной машины $P(t)$ меньше, чем у новой.

Коэффициент надежности сложного изделия выражается произведением коэффициентов надежности составляющих элементов: $P(t) = P(t)_1 \cdot P(t)_2 \cdot \dots \cdot P(t)_n$.

Основные пути повышения надежности на стадии проектирования:

1. Проектирование по возможности простых изделий с меньшим числом деталей. Каждой детали должна быть обеспечена достаточно высокая надежность, равная или близкая к надежности остальных деталей.
2. Уменьшение напряженности деталей (повышение запасов прочности).
3. Применение эффективной системы смазки:
 - правильный выбор сорта масла;
 - рациональная система подвода масла к трущимся поверхностям;
 - защита трущихся поверхностей от абразивных частиц (пыли и грязи) путем размещения изделий в закрытых корпусах;
 - установка эффективных уплотнений.
4. Создание статически определимых систем.
5. Использование предохранительных устройств от случайных перегрузок.
6. Широкое использование стандартных узлов и деталей, а также стандартных элементов конструкций.
7. Параллельное, а не последовательное соединение элементов и резервирование.
8. Доступность к узлам и деталям для осмотра или замены в целях повышения ремонтопригодности.

1.3. Основные виды напряженно-деформированных состояний деталей

К основным видам напряженно-деформированных состояний материалов деталей машин относятся такие, как растяжение-сжатие, изгиб, срез и смятие, кручение.

1. **Растяжение-сжатие** возникает в деталях стержневой формы (рис. 1.1). В деталях турбомашин данный вид деформирования испытывают лопатки, роторы, шпильки фланцевых соединений, стяжки, штоки узлов регулирования и т. д.; в деталях ДВС — шатуны, кривошипы, шпильки.

Напряжения σ и деформации ε при растяжении в пределах их пропорциональности (в области действия закона Гука $\sigma = \varepsilon E$) определяются так:

$$\sigma = \frac{F}{A}; \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}.$$

Абсолютная деформация растяжения определяется по известной формуле сопротивления материалов

$$\Delta l = l_0 \varepsilon = l_0 \cdot \frac{\sigma}{E} = l_0 \cdot \frac{F}{EA},$$

где EA — жесткость при растяжении-сжатии.

Необходимо помнить, что при растяжении изменяются и поперечные размеры детали, следовательно, в ней возникает поперечная деформация $\varepsilon_{\perp} = -\mu \varepsilon$, где μ — коэффициент Пуассона. С ростом ε_{\perp} может возникнуть нарушение посадки деталей (призонных болтов в муфтах, стяжек в роторах), что приводит к нарушению соосности и, как следствие, к возникновению вибрации.

2. **На изгиб** (рис. 1.2) работают детали турбомашин: валы и роторы на опорах под действием собственного веса, рабочие и направляющие лопатки — под действием газодинамических сил и т. п.; детали ДВС — коленчатый вал, поршневые пальцы.

Напряжения изгиба определяются по классической формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_x}.$$

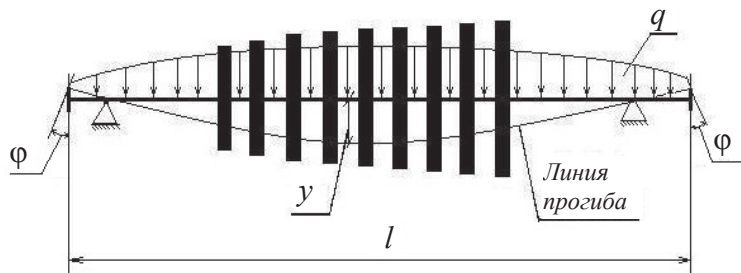


Рис. 1.2. Схема изгиба ротора турбомашин

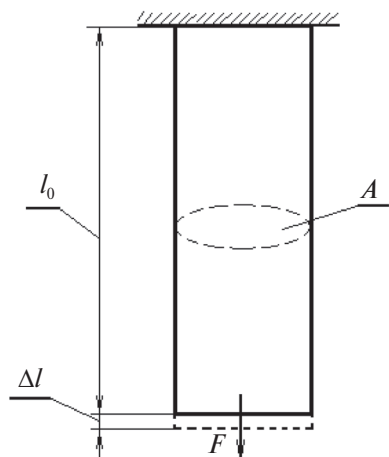


Рис. 1.1. Схема деформирования при растяжении

Деформации имеют пропорциональную связь с силовыми факторами, геометрическими размерами и механическими характеристиками материала:

$$y \sim \frac{ql^4}{EJ_x},$$

где EJ_x — жесткость при изгибе.

Изгиб под действием собственного веса не вызывает больших напряжений в роторах. Наибольшую значимость играют деформации ротора. Для обеспечения правильной центровки деталей статора, а также для учета поворота концевых сечений φ необходимо точно знать линию прогиба ротора.

3. **Срез и смятие** (рис. 1.3) при работе испытывают такие детали турбомашин, как шпонки, призонные болты во фланцах роторов и валов, хвостовые (замковые) элементы лопаток; детали ДВС — поршневые пальцы и т. д.

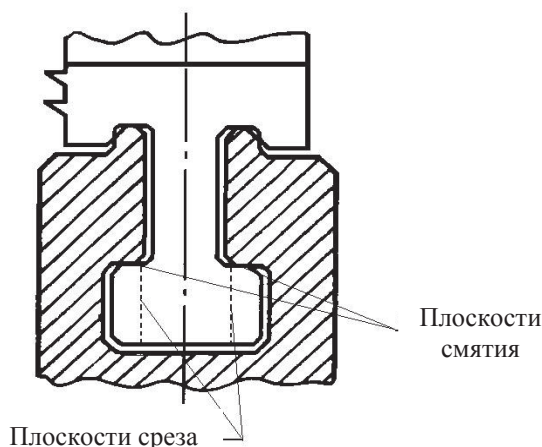


Рис. 1.3. Т-образный хвостовик рабочей лопатки турбомшины, испытывающий срез и смятие

Напряжения среза и сдвига рассчитываются по формулам

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}}, \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}}.$$

При срезе появляются деформации сдвига

$$y \sim \frac{Fa}{GA_{\text{ср}}},$$

где a — характерный размер; $GA_{\text{ср}}$ — жесткость при деформации сдвига (здесь G — модуль сдвига, $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$).

4. **Кручение** (рис. 1.4) испытывают детали турбомашин — все валы; корпус, воспринимающий реактивный крутящий момент; рабочие лопатки под действием ЦБС и т. д.; детали ДВС — коленчатый вал, распределительный вал и т. д.

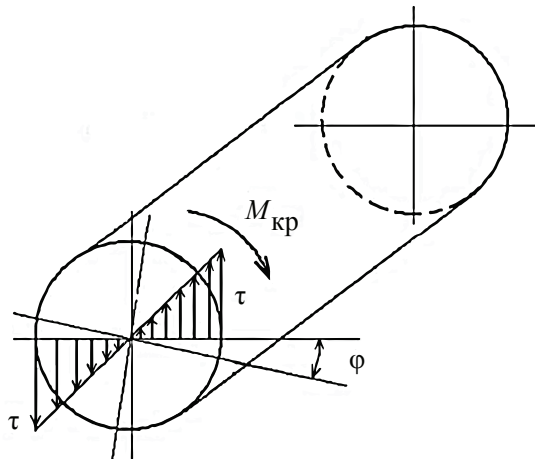


Рис. 1.4. Напряженно-деформированное состояние вала при кручении

Напряжения кручения определяются в общем случае по формуле

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}.$$

где W_p — полярный момент сопротивления сечения вала.

Деформация кручения вала:

$$\varphi \approx \frac{M_{\text{кр}} l}{GJ_p},$$

где GJ_p — жесткость вала при кручении.

1.4. Расчеты термонапряженных деталей

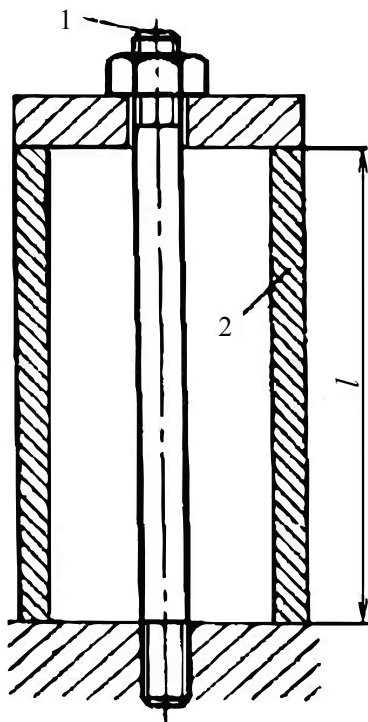


Рис. 1.5. Схема торможения смежности

Если материал при колебании температуры лишен возможности свободно расширяться или сжиматься, то в нем возникают тепловые напряжения.

Различают торможение тепловых деформаций детали сопряженными деталями (торможение смежности) и торможение деформаций волокон детали смежными волокнами (торможение формы).

Торможение смежности. Примером торможения смежности является соединение деталей, имеющих при работе различную температуру или выполненных из материалов с неодинаковыми коэффициентами линейного расширения.

Пусть болт 1 и втулка 2 (рис. 1.5) изготовлены из материалов с коэффициентами линейного расширения α_1 и α_2 и их температуры равны соответственно t_1 и t_2 .

При нагреве от исходной температуры t_0 (например, температуры монтажа) болт и втулка в свободном состоянии удлинились бы соответственно на величину $l \cdot \alpha_1 \cdot \Delta t_1$ и $l \cdot \alpha_2 \cdot \Delta t_2$, где $\Delta t_1 = t_1 - t_0$; $\Delta t_2 = t_2 - t_0$, l — длина соединения.

В стянутой системе образуется температурный натяг

$$f_t = l(\alpha_2 \cdot \Delta t_2 - \alpha_1 \cdot \Delta t_1)$$

или в относительных единицах

$$\varepsilon_t = \alpha_2 \cdot \Delta t_2 - \alpha_1 \cdot \Delta t_1. \quad (1.1)$$

В соединении возникает термическая сила P_t , вызывающая по закону Гука относительное удлинение болта ε_1 и укорочение втулки ε_2 :

$$\varepsilon_1 = \frac{P_t}{\lambda_1} = \frac{P_t}{E_1 A_1}; \quad \varepsilon_2 = \frac{P_t}{\lambda_2} = \frac{P_t}{E_2 A_2},$$

где λ_1, λ_2 — коэффициент жесткости соответственно болта ($\lambda_1 = E_1 A_1$) и втулки ($\lambda_2 = E_2 A_2$); A_1, A_2 — площадь сечения соответственно болта и втулки.

Сумма относительных деформаций:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 = \frac{P_t}{\lambda_1} + \frac{P_t}{\lambda_2} = \frac{P_t}{E_1 A_1} + \frac{P_t}{E_2 A_2},$$

откуда может быть определена термическая сила

$$P_t = \frac{\varepsilon_t \lambda_1}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}} = \frac{\varepsilon_t E_1 A_1}{1 + \frac{E_1 A_1}{E_2 A_2}}. \quad (1.2)$$

Примем, что температуры стягивающей и стягиваемой деталей одинаковы, так как это обычно бывает в машинах при установившемся тепловом режиме.

Полагая $t_1 = t_2 = t$, получаем из формул (1.1) и (1.2)

$$P_t = t(\alpha_2 - \alpha_1) \frac{\lambda_1}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}} = t(\alpha_2 - \alpha_1) \frac{E_1 A_1}{1 + \frac{E_1 A_1}{E_2 A_2}}.$$

Здесь возможны три случая:

1. $\alpha_2 > \alpha_1$. При нагреве в таких соединениях возникает натяг, пропорциональный фактору $t(\alpha_2 - \alpha_1)$.

2. $\alpha_1 < \alpha_2$. При нагреве фактор $t(\alpha_2 - \alpha_1)$ отрицателен, т.е. соединение ухудшается (так как возможен зазор в соединении).

3. $\alpha_1 = \alpha_2$. В этом случае $t(\alpha_2 - \alpha_1) = 0$, т.е. первоначальный натяг при нагреве и охлаждении не меняется.

Согласно формуле (1.2) напряжение растяжения в болте

$$\sigma_{t1} = \frac{P_t}{A_1} = \frac{E_1 \varepsilon_t}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2}},$$

напряжение сжатия во втулке

$$\sigma_{t2} = \frac{P_t}{A_2} = \frac{E_2 \varepsilon_t}{1 + \frac{\lambda_2}{\lambda_1}}.$$

Торможение формы. Тепловые напряжения, вызванные торможением формы, возникают при неравномерном нагреве детали, когда отдельные волокна материала лишены возможности расширяться в соответствии с законом тепловой деформации. В отличие от торможения смежности здесь напряжения возникают только при перепаде температур в теле детали (при стационарном тепловом потоке, когда тепло переходит от горячих участков к более холодным, или при неустановившемся тепловом потоке, например при тепловом ударе, когда волна тепла распространяется по телу детали).

Как общее правило, горячие участки детали с температурой, превышающей среднюю, испытывают напряжения сжатия, а более холодные — напряжения растяжения. Это справедливо и при минусовых температурах. Тело, имеющее во всех своих частях одинаковую температуру, термических напряжений не испытывает.

Рассмотрим плоскую стенку толщиной S , через которую в направлении, перпендикулярном ее плоскости, проходит равномерный тепловой поток (рис. 1.6).

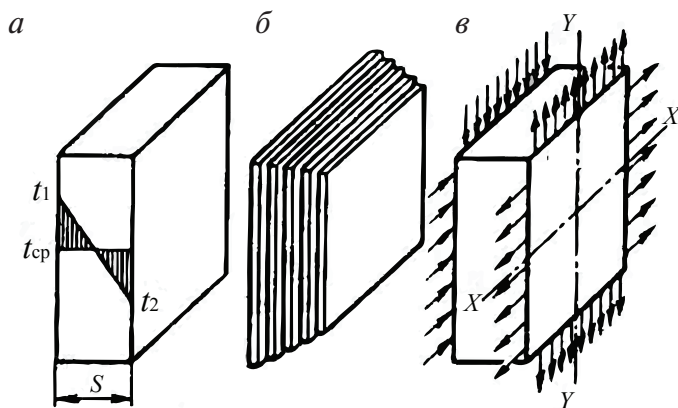


Рис. 1.6. Напряженно-деформированное состояние при торможении формы

Пусть поверхность стенки, обращенная к источнику тепла, имеет температуру t_1 , а противоположная поверхность — t_2 , причем $t_1 > t_2$. Температура поперек стенки, как известно из теории теплопередачи, изменяется по прямолинейному закону (рис. 1.6, а). Средняя температура стенки $t_{cp} = 0,5(t_1 + t_2)$.

Мысленно разрежем пластинку на ряд тонких параллельных слоев. Если бы все они имели возможность свободно расширяться под дей-

ствием температуры, то слои с температурой выше t_{cp} удлинились бы по сравнению со средним слоем, а слои с температурой ниже t_{cp} приобрели бы размеры меньше размеров среднего слоя (рис. 1.6, б).

Относительное удлинение крайнего наиболее нагретого слоя

$$\varepsilon_1 = \alpha(t_1 - t_{cp}) = 0,5\alpha(t_1 - t_2),$$

относительное укорочение крайнего наиболее холодного слоя

$$\varepsilon_2 = \alpha(t_{cp} - t_2) = 0,5\alpha(t_1 - t_2),$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 = \varepsilon_{\max} = 0,5\alpha(t_1 - t_2). \quad (1.3)$$

Если пластинка сохраняет при нагреве плоскую форму, то все слои в силу совместимости деформации должны иметь одинаковые размеры, равные размерам среднего слоя. В такой пластинке наиболее нагретые слои сжаты тормозящим действием смежных более холодных слоев, а наиболее холодные — растянуты действием более горячих слоев, каждый по двум взаимно перпендикулярным направлениям.

Наибольшие напряжения возникают в крайних поверхностных слоях (см. рис. 1.6, в).

Как известно из теории упругости, относительное удлинение при двухосном напряженном состоянии:

$$1) \text{ по оси } X \quad \varepsilon_x = \frac{1}{E}(\sigma_x - \mu\sigma_y);$$

$$2) \text{ по оси } Y \quad \varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x),$$

где σ_x — напряжение по оси X ; σ_y — напряжение по оси Y ; μ — коэффициент поперечной деформации — отношение величины поперечного сжатия к продольному удлинению в пределах упругих деформаций в случае простого одноосного растяжения (коэффициент Пуассона).

При симметричном растяжении-сжатии $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$; $\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon$, следовательно,

$$\sigma = E\varepsilon \frac{1}{1 - \mu}. \quad (1.4)$$

Подставляя в (1.4) величину ε из уравнения (1.3), получаем максимальное значение напряжений в крайних слоях:

$$\sigma_{\max} = \pm E\alpha 0,5(t_1 - t_2) \frac{1}{1-\mu}, \quad (1.5)$$

где знак «+» относится к растяжению, а знак «—» относится к сжатию.

Напряжения поперек стенки изменяются, как и температура, по прямолинейному закону. Перепад температур можно выразить через количество теплоты Q , Вт, проходящей через стенку в единицу времени на единицу поверхности. По закону Фурье

$$Q = \frac{\lambda}{S}(t_1 - t_2), \quad (1.6)$$

где λ — коэффициент теплопроводности материала; S — толщина стенки.

Подставляя значение $(t_1 - t_2)$ из формулы (1.6) в уравнение (1.5), получаем

$$\sigma_{\max} = \pm 0,5QS \frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-\mu}. \quad (1.7)$$

Из формулы (1.7) следует, что максимальные термические напряжения при заданной интенсивности теплового потока Q пропорциональны толщине стенки S и фактору $\frac{E\alpha}{\lambda} \cdot \frac{1}{1-\mu}$, характерному для каждого отдельного материала.

1.5. Составные части и этапы проектирования

Правила проектирования и оформления проекта определены ГОСТами единой системы конструкторской документации (ЕСКД). Последовательность и характер создания конструкторской документации сформулированы в ГОСТ 2.103–2013 и включают в себя следующие этапы:

1. Техническое задание. В этом документе освещается назначение объекта, его особенности, в зависимости от которых устанавливают такие показатели, как производительность, надежность и долговечность, массогабаритные, энергетические, стоимостные характеристики и др.

2. Техническое предложение. В техническом предложении обосновывают предлагаемый вариант решения по реализации задания. При этом

анализируют задание с позиций возможности и целесообразности реализации тех или иных указанных в нем параметров и характеристик, конструктивных схем и т. п.; рассматривают различные существующие и возможные варианты конструктивных решений, осуществляют проработку патентных материалов. Техническое предложение после согласования и утверждения в установленном порядке является основанием для разработки эскизного проекта.

3. Эскизный проект. На этом этапе разрабатывают варианты общих видов объекта и основных узлов с технико-экономическими обоснованиями, необходимыми для выбора оптимального варианта. Одновременно с этим определяют круг вопросов, относящихся к принципу действия, надежности и прочности, которые подлежат исследованиям и экспериментальной проверке.

При эскизном проектировании выполняют расчеты и эскизные чертежи, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, о его габаритах и основных параметрах. Эскизный проект служит основанием для разработки технического проекта.

4. Технический проект. При техническом проектировании разрабатывают чертежи сборочных единиц и общих видов, которые должны содержать окончательные решения, дающие полное представление об устройстве изделия, и исходные данные для разработки рабочих чертежей. При этом могут продолжаться и упомянутые выше исследования. В узком смысле под техническим проектом можно понимать совокупность технических документов, которые содержат окончательные проектные решения для данного изделия.

5. Разработка рабочей документации (рабочего проекта). Рабочий проект — основная и наиболее трудоемкая стадия разработки и внедрения на производство промышленной продукции. На этой стадии должен быть разработан комплект рабочей конструкторской документации согласно требованиям ЕСКД, изготовлен экспериментальный образец.

В этот этап входит изготовление чертежей общих видов и узлов, подвергшихся уточнению после технического проектирования, рабочих чертежей деталей, спецификации, технологической документации на изготовление и сборку, испытания, ведомости покупных изделий и т. д. Стадия рабочего проектирования завершается предварительными испытаниями опытного образца изделия. Таким образом, рабочий проект содержит все, что необходимо для воплощения в материальную

форму технического задания с коррективами, возникающими в процессе конструирования и проведения исследований.

Результаты рабочего проектирования должны быть отражены в пояснительной записке рабочего проекта, оформляемой согласно ГОСТ 7.32–2001.

6. Пояснительная записка. Содержит описание устройства и принцип действия изделия, а также расчеты и другие обоснования принятых при его разработке технических решений. При проработке конструкции необходимо помнить, что в конструкторской работе нет мелочей. Только тщательно разработанная и всесторонне апробированная конструкция заслуживает право на применение.

Конструктор при проектировании изделий закладывает в проект определенный вариант конструкторско-технологического решения, характеризующийся маркой материала и методом изготовления деталей, типом исходной заготовки и др. При конструировании изделий необходимо выбирать такое решение, которое, с одной стороны, удовлетворяло бы требованиям, предъявляемым к деталям как элементам большой технической системы (машине, прибору и т. п.) и, с другой стороны, соответствовало бы современному уровню развития технологии.

Для большинства изделий выполнение проекта является лишь первичным результатом конструкторской работы. Обычно первичный проект изделия подвергается доработке и корректировке путем изготовления опытных образцов. Доводка конструкции на опытных образцах связана с затратами средств и времени. В процессе производства и всесторонних испытаний опытных образцов устраняют все конструкторские и технологические недостатки проекта и в том числе такие, как ошибки расчетов, несогласованность размеров, нетехнологичность, затруднения в обслуживании и пр. Чем позднее (на этапах жизненного цикла) осуществляются конструктивные изменения, тем дороже они обходятся и тем меньше будет эффективность от совершенствования конструкции. Эти затраты тем меньше, чем тщательнее была первичная проработка конструкции. Обучающимся конструированию очень важно приучить себя к качественной проработке конструкции с первого проекта. Следует обосновывать каждый размер, каждую линию своего чертежа, каждый элемент конструкции. С этой целью выполняют расчеты, используют ГОСТы, практические рекомендации и пр.

Контрольные вопросы

1. Чем определяется прочность детали?
2. Какие факторы влияют на жесткость конструкции?
3. Какие меры применяются для снижения износа деталей?
4. Укажите особенности процессов торможения смежности и торможения формы.
5. Опишите механизм развития термических напряжений.
6. Для каких деталей энергомашин расчет на виброустойчивость обязателен?
7. Назовите правила создания надежных конструкций.
8. Назовите основные этапы создания конструкторской документации.

2. Основы теории машин и механизмов

2.1. Структурный анализ плоских механизмов

Основной признак машины — движение, причем движение определенным образом. Изучая кинематику машины, полное представление о возможных движениях всех ее частей можно получить при рассмотрении не каждой части в отдельности, а пар таких частей, которые взаимно ограничивают движение одной пары относительно другой.

Тела, образующие пару, называются звеньями. Кинематической парой называется подвижное соединение двух твердых тел, находящихся в соприкосновении. Например, брус в цилиндре (рис. 2.1) может совершать возвратно-поступательное движение относительно цилиндра и совершать вращательное движение вокруг общей оси. Если установить на брус заплечики (рис. 2.2), то он сможет совершать только вращение вокруг общей оси (вращательная пара).

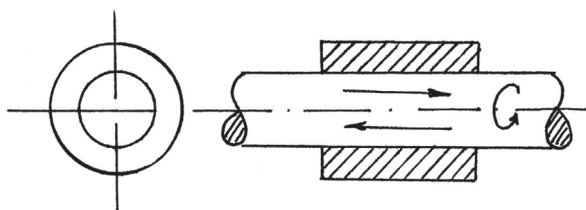


Рис. 2.1. Брус в цилиндре

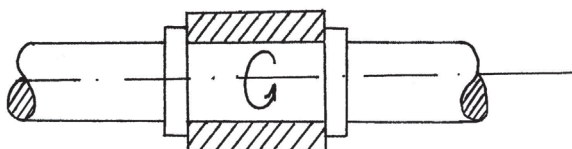


Рис. 2.2. Брус с заплечиками в цилиндре

Если же вместо цилиндрического бруса взять призматический брус и вставить его в полую призму (рис. 2.3), то брус сможет передвигаться только вдоль оси (поступательная пара).

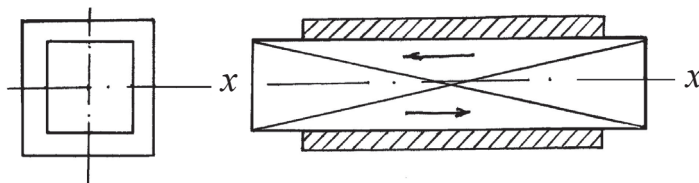


Рис. 2.3. Призматический брус в полую призме

Кинематическая пара не может быть образована телами, которые не соприкасаются, а соприкасаясь, не перемещаются одно относительно другого.

По характеру соприкосновения звеньев различают низшие и высшие пары:

- 1) низшей парой называется такая пара, звенья которой соприкасаются поверхностями (рис. 2.1, 2.2, 2.3);
- 2) высшей парой называется такая пара, звенья которой соприкасаются по прямой линии или в точке (цилиндр на плоскости и шар на плоскости).

Преимущество низших пар: при одинаковых силах реакции в парах, одинаковых коэффициентах трения и при прочих равных условиях износ звеньев в местах соприкосновения происходит медленнее, чем в высших парах. Однако высшие пары позволяют совершать такие сложные движения в пространстве, которые недоступны низшим парам.

Кинематическая цепь — система звеньев, соединенных в кинематические пары. Кинематические цепи подразделяются на плоские и пространственные:

- 1) плоские — звенья движутся в параллельных плоскостях;
- 2) пространственные — цепи, в которых точки звеньев движутся либо по пространственным кривым, либо по плоским кривым, лежащим в непараллельных плоскостях.

Кинематические цепи также подразделяются на замкнутые и разомкнутые:

- 1) в замкнутых кинематических цепях каждое из звеньев связано в кинематические пары со смежными звеньями;

- 2) в разомкнутых кинематических цепях имеются звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

Кинематическое исследование какого-либо механизма производят по кинематической схеме, по которой определяют пути, скорости и ускорение точек движущихся частей. На кинематической схеме изображают только то, что необходимо для данных целей.

Пример перехода от конструктивной схемы к кинематической изображен на рис. 2.4. Конструктивная схема двигателя внутреннего сгорания представлена в виде кинематической схемы, которая представляет собой замкнутую кинематическую цепь: одно неподвижное звено (стойка A), три подвижных звена (кривошип AB , шатун BC , ползун C), одну поступательную пару и три вращательных пары. В таком виде кинематическая схема позволяет проводить исследование механизма в необходимом объеме.

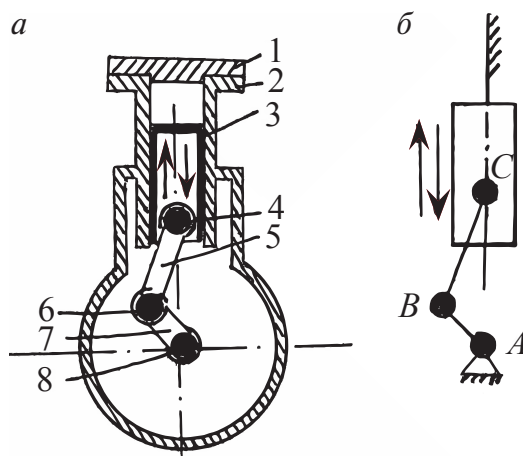


Рис. 2.4. Переход от конструктивной (а) к кинематической (б) схеме двигателя внутреннего сгорания:

1 — крышка; 2 — цилиндр; 3 — поршень; 4, 6 — ось; 5 — шатун; 7 — кривошип; 8 — ось кривошипа (вал); A , AB , BC , C — звенья механизма

2.2. Степени свободы плоской кинематической цепи

Рассмотрим движение звена AB в пределах плоскости с координатами x – y (рис. 2.5).

Положение звена AB в пределах плоскости определяется двумя координатами какой-либо точки этого звена и углом наклона этого звена

к какой-либо из координатных осей, т. е. AB обладают тремя степенями свободы. Причем абсолютно безразлично, происходит реализация этих свобод при сложном движении или по очереди в любом порядке. Реализация степеней свободы и перемещение звена AB в положение ab происходят следующим образом (рис. 2.5):

- 1) параллельное оси x перемещение звена AB до пересечения точки A с перпендикуляром, опущенным из точки a на ось x ;
- 2) параллельное оси y перемещение звена A_1B_1 до совпадения точки A_1 с точкой a . Звено займет положение aB_2 ;
- 3) поворот звена aB_2 вокруг точки a до совпадения точки B_2 с точкой b .

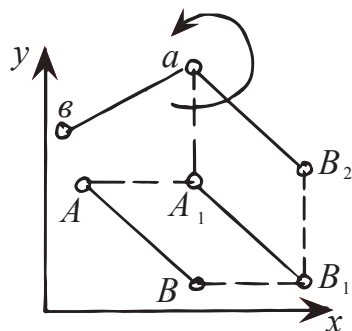


Рис. 2.5. Движение звена AB

Кинематическая цепь одним из своих звеньев должна быть жестко связана с корпусом машины. При одном неподвижном звене (стойке) структурная формула плоской кинематической цепи получает следующий вид:

$$3n - 2p - K = w,$$

где n — число подвижных звеньев; p — число низших пар; K — число высших пар; w — число степеней свободы.

Число степеней свободы кинематической цепи относительно неподвижного звена называется степенью подвижности кинематической цепи.

2.3. Кинематический анализ плоских механизмов

При движении ведущего звена каждая точка ведомых звеньев движется по замкнутой кривой с определенными скоростями и ускорениями. При кинематическом анализе определяются скорости и ускорения отдельных точек механизма. Скорости и ускорения определяются при нескольких положениях ведущего звена, что позволяет построить по точкам кривые, определяющие зависимость скоростей и ускорений от положений ведущего звена.

По этим построенным кривым можно оценить скорости и ускорения для других неисследованных положений ведущего звена.

Определим положение звеньев для 8-звенного механизма (рис. 2.6), состоящего из трех двухповодковых групп: BCD ; $B_1C_1D_1$; B_2C_2x . При новом положении ведущего звена AB (рис. 2.7) положение остальных звеньев определяется следующим образом.

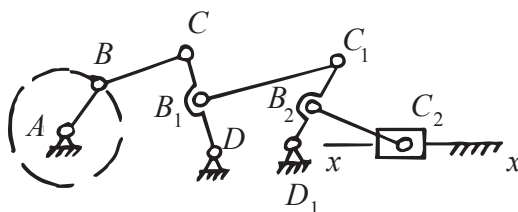


Рис. 2.6. Схема 8-звенного механизма

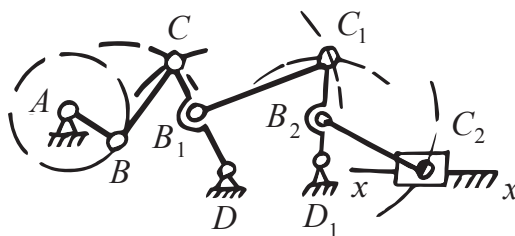


Рис. 2.7. Изменение положения звеньев

Новое положение точки C определяется точкой пересечения окружностей с радиусами BC и CD , проведенных из точек B и D . Из двух точек пересечения этих окружностей определяющей новое положение точки C является та из них, которая соответствует положению точек ведущего звена AB от своего начального положения.

Новое положение точки B_1 соответствует неизменному расстоянию точек C_1 и D_1 . Новое положение точки C_1 определяется точкой пересечения окружностей с радиусами B_1C_1 и C_1D_1 . Новое положение точки B_2 определяется неизменным расстоянием от точки C_1 и до D_1 . Новое положение точки C_2 определяется точкой пересечения прямой направляющей $x-x$ (поступательной пары) с окружностью радиуса B_2C_2 .

2.4. Кинематический анализ высшей пары

Для определения положения звеньев высшей пары задача значительно сложнее, так как при изменении положения одного из звеньев (рис. 2.8) требуется более сложное построение. Это объясняется тем, что взаимное расположение этих звеньев зависит от формы их профилей.

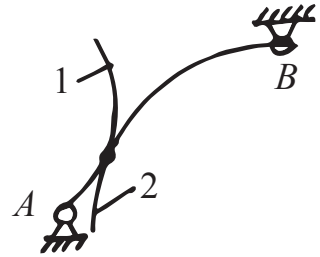


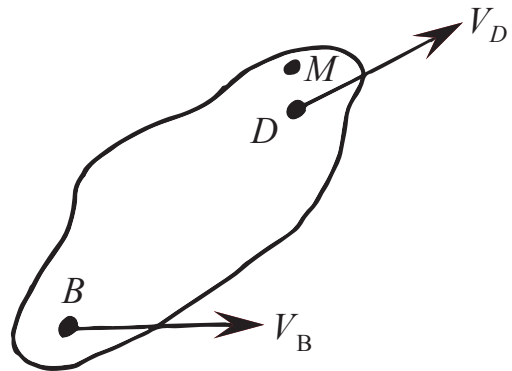
Рис. 2.8. Высшая пара

Для поворота звена 1 высшей пары относительно точки A на некоторый угол необходимо определить точку касания профилей и в зависимости от положения этой точки определить угол поворота ведомого звена 2 вокруг точки B .

2.5. Построение плана скоростей и ускорений

Скорости отдельных точек механизма в разных его положениях можно определить путем построения плана скоростей для соответствующих положений этих точек.

Этот метод состоит в следующем: предположим, что известны величины и направления абсолютной скорости точек B и D твердого тела, совершающего плоскопараллельное движение

Рис. 2.9. Твердое тело BD

(рис. 2.9). Требуется определить величину и направление абсолютной скорости точки M , принадлежащей этому же телу.

Если соединить точки B и D прямой линией, то в дальнейшем можно данное тело определять линией BD и форма данного тела не имеет никакого значения. В этом случае выбранная схема примет вид рис. 2.10. Изображая тело в виде схемы BD , точку M , лежащую вне

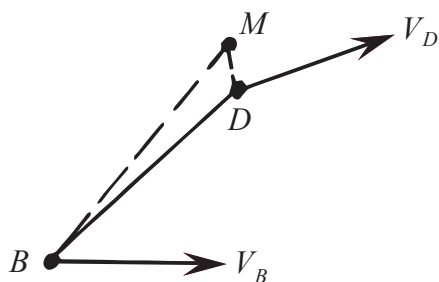
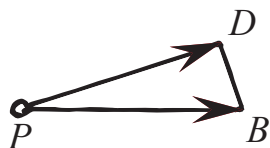
Рис. 2.10. Схема тела BD 

Рис. 2.11. Построение полюса

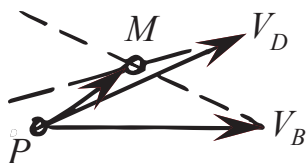


Рис. 2.12. План скоростей

этой линии BD , считаем точкой, принадлежащей телу BD и жестко с ним связанной.

Отложим в выбранном масштабе от произвольной точки P (полюса) векторы \overrightarrow{PB} и \overrightarrow{PD} абсолютных скоростей \vec{V}_B и \vec{V}_D (рис. 2.11).

Соединим точки D и B прямой линией и получим план скоростей тела BD в виде треугольника PBD . Точка P называется плюсом плана скоростей.

Вектор \overrightarrow{DB} (направление от точки D к точке B) является вектором относительной скорости вращения точки B относительно точки D — \vec{V}_{BD} , а вектор \overrightarrow{BD} является вектором относительной скорости точки D относительно точки B — \vec{V}_{DB} .

Скорости \vec{V}_{BD} и \vec{V}_{DB} направлены под прямым углом к телу BD . На плане скоростей точками B и D

отмечены концы абсолютных и относительных скоростей.

Определим скорость точки M , принадлежащей телу BD и жестко с ним связанной (рис. 2.12). Рассмотрим движение точки M относительно точек B и D :

1. Точка M движется вместе с точкой B с той же скоростью \vec{V}_B и относительно точки B со скоростью \vec{V}_{MB} , т. е. можно записать векторное уравнение $\vec{V}_M = \vec{V}_B + \vec{V}_{MB}$.

Для того чтобы получить вектор \vec{V}_M , необходимо к концу вектора скорости точки B пристроить вектор скорости точки M относительно точки B \vec{V}_{MB} и начало вектора скорости точки B соединить с концом пристроенного вектора \vec{V}_{MB} . Относительно точки B точка M может совершать только вращательное движение, поэтому вектор скорости \vec{V}_{MB} (на плане скоростей) должен быть ориентирован под прямым углом к линии BM . Но скорость точки M относительно точки B известна толь-

ко по направлению: под прямым углом к линии BM . Поэтому от конца вектора \vec{V}_B проводим пунктирную линию, соответствующую направлению скорости точки M .

2. Составим второе уравнение для движения точки M относительно точки D : $\vec{V}_M = \vec{V}_D + \vec{V}_{MD}$.

Отложим от полюса P отвесную по направлению скорости точки D и к концу этого вектора пристроим направление скорости \vec{V}_{MD} (под прямым углом к линии MD , так как аналогично предыдущим рассуждениям точка M относительно точки D может совершать только вращательное движение). Точка M , в которой сходятся концы векторов абсолютной и относительной скоростей точки M , должна лежать на пересечении пунктирных линий. Соединив точку M с полюсом, мы получим абсолютную скорость точки M по величине и направлению — \vec{V}_M .

Предположим, что из плана скоростей известны скорости всех точек, принадлежащих телу BD , и абсолютные ускорения \vec{a}_B и \vec{a}_D двух его точек B и D (рис. 2.13). Требуется определить ускорение точки M , принадлежащей телу BD . Тело BD совершает сложное движение. Точка M принадлежит телу BD и жестко с ним связана, поэтому она движется с ускорением точки B и совершает вокруг нее вращательное движение. Векторное уравнение для этого случая будет иметь вид $\vec{a}_M = \vec{a}_B + \vec{a}_{MB}$. Но полное относительное ускорение \vec{a}_{MB} является геометрической суммой нормального и тангенциального. Поэтому векторное уравнение примет вид $\vec{a}_M = \vec{a}_B + \vec{a}_{MB}^n + \vec{a}_{MB}^{\tau}$. В этом уравнении ускорение \vec{a}_B

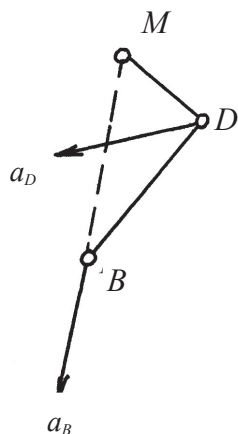


Рис. 2.13. Ускорения точек

известно по величине и направлению, \vec{a}_{MB}^n направлено от точки M к точке B и равно $\frac{\vec{V}_M^2}{l_{MB}}$, а тангенциальное ускорение \vec{a}_{MB}^{τ} направлено

под прямым углом к MB , и его величина неизвестна.

Составим векторное уравнение движения точки M относительно точки D аналогично векторному уравнению движения этой точки относительно точки B : $\vec{a}_M = \vec{a}_D + \vec{a}_{MD}^n + \vec{a}_{MD}^{\tau}$.

Для определения ускорения точки M строим план ускорений. Правая часть двух векторных уравнений показывает, что ускорение

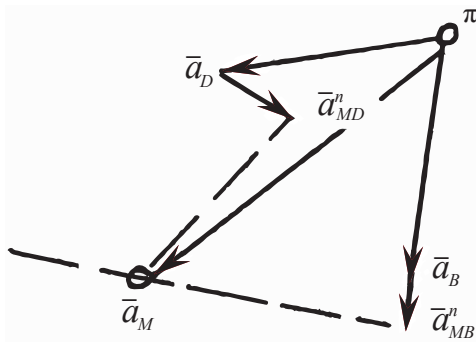


Рис. 2.14. План ускорений

точки M может быть получено в результате геометрического сложения трех ускорений. Откладываем от полюса плана ускорений π (рис. 2.14) первое из слагаемых \vec{a}_B . К концу этого вектора пристраиваем вектор второго слагаемого \vec{a}_{MB}^n (скорость точки M относительно точки B определяем из плана скоростей). Векторы откладываются с учетом масштаба ускорений

$\mu_a = \vec{a}_B / \pi$. К концу вектора \vec{a}_{MB}^n пристраиваем вектор \vec{a}_{MB}^t , абсолютное значение которого неизвестно, но известно направление: $\perp MB$.

Аналогично рассмотрим второе векторное уравнение и сделаем построение на плане ускорений. На пересечении пунктирных линий — направлений тангенциальных ускорений — получаем точку M , соединив которую с полюсом π , получаем по величине и направлению (замерив длину вектора и умножив на масштаб ускорений) значение ускорения точки M .

Контрольные вопросы

1. Назовите высшие и низшие кинематические пары.
2. Как определить скорость и ускорение тела?
3. Каким образом можно создать кинематическую схему двигателя?
4. Чем определяется число степеней свободы системы?
5. Как происходит переход от машины к кинематической схеме?

3. Основы взаимозаменяемости

3.1. Взаимозаменяемость

В машиностроении при сборке машин и аппаратов используются детали и сборочные единицы собственного производства, а также изделия (крепежные детали, корпуса, шестерни, шарикоподшипники и т. д.), поставленные специализированными предприятиями в порядке кооперации. При этом сборка деталей в сборочные единицы и сборочных единиц в машину производится без дополнительной механической обработки, т. е. без пригонки одной детали к другой.

Такая экономичная технология изготовления машин возможна благодаря применению принципа взаимозаменяемости. Сборка при использовании принципа взаимозаменяемости становится дешевле, поддается механизации и автоматизации (на сборке могут применяться роботы). Кроме того, взаимозаменяемость обеспечивает надежную и экономичную эксплуатацию любой машины благодаря быстрой и простой замене пришедшей в негодность детали аналогичной запасной деталью.

Взаимозаменяемостью называется принцип конструирования, производства и эксплуатации машин, обеспечивающий возможность сборки машин или замены деталей при ремонте другими такими же экземплярами без пригонки при условии выполнения технических требований и достижения изделием заданных эксплуатационных показателей.

Детали и изделия будут взаимозаменяемыми, если их размеры, форма поверхности, отклонения в расположении поверхностей, свойства материала и другие количественные характеристики будут находиться в заданных пределах, в пределах допусков.

Различают взаимозаменяемость полную (100%-ную) и неполную, или ограниченную.

Взаимозаменяемость, при которой обеспечиваются оптимальные эксплуатационные показатели изделий за счет установления допустимых отклонений функциональных параметров, называется функциональной.

Различают также взаимозаменяемость внешнюю и внутреннюю.

Обеспечение взаимозаменяемости не требует изготовления деталей с наивысшей точностью. Точность деталей должна быть оптимальной с учетом требований производства и эксплуатации. Повышение точности изготовления деталей оказывает большое влияние на трудоемкость изготовления, требует применения специального оборудования, удорожает технологию производства и производительность труда.

Изготовить детали абсолютно одинаковыми невозможно, да и в этом нет необходимости. Детали, изготовленные по одному чертежу, будут иметь различные размеры и форму. Такое колебание размеров детали характеризует точность изготовления и называется допуском.

По назначению различают размеры:

- 1) определяющие величину и форму детали;
- 2) координирующие размеры (у деталей сложной формы и в узлах);
- 3) сборочные и монтажные размеры;
- 4) технологические размеры.

С точки зрения оценки качества изготовления можно выделить номинальный и действительный размер.

Номинальный размер — размер, относительно которого определяют предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений. Номинальные размеры определяют исходя из расчета на прочность и жесткость, а также из обеспечения технологичности конструкции изделия.

Размеры, полученные в результате расчета, нужно округлять (как правило, в большую сторону). Цифровые значения принимают из рядов нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636–69. Ряды размеров обозначаются Ra5, Ra10, Ra20, Ra40, представляют собой геометрические прогрессии с разными знаменателями. Применяются при назначении диаметров, длин, высот при конструировании. Ряд Ra5 следует предпочитать Ra10, Ra10–Ra20 и т. д. Назначение размеров из ряда нормальных размеров обеспечивает взаимозаменяемость, способствует сокращению типоразмеров режущего и измерительного инструмента, упрощает настройку станков и технологическую оснастку производства.

Действительное значение размера — значение, полученное в результате измерения с допускаемой погрешностью.

При оценке годности детали действительный размер сравнивается с номинальным или предельными размерами детали.

Предельные размеры детали — два предельно допускаемых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер годной детали. Большой из них называют наибольшим предельным размером, меньший — наименьшим предельным размером.

3.2. Допуски и посадки

Две или несколько подвижно или неподвижно соединяемых деталей называют сопрягаемыми. Поверхности, по которым происходит соединение деталей, называются сопрягаемыми. В соединении деталей есть охватывающие и охватываемые поверхности.

Вал — это термин, применяемый для обозначения наружных (охватываемых) элементов (поверхностей) детали.

Отверстие — термин, применяемый для обозначения внутренних (охватывающих) элементов (поверхностей) детали.

Эти термины относятся не только к цилиндрическим телам, но и к телам другой формы.

Для отверстия принято вводить все обозначения большими буквами (например, предельные размеры D_{\max} и D_{\min}), для вала — строчными (d_{\max} и d_{\min}) (рис. 3.1).

Для упрощения чертежей введены предельные отклонения от номинального размера:

- 1) верхнее предельное отклонение ES, es — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами;
- 2) нижнее предельное отклонение EI, ei — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Для отверстия $ES = D_{\max} - D$, $EI = D_{\min} - D$.

Для вала $es = d_{\max} - d$, $ei = d_{\min} - d$.

Действительным отклонением называют алгебраическую разность между действительным и номинальным размерами.

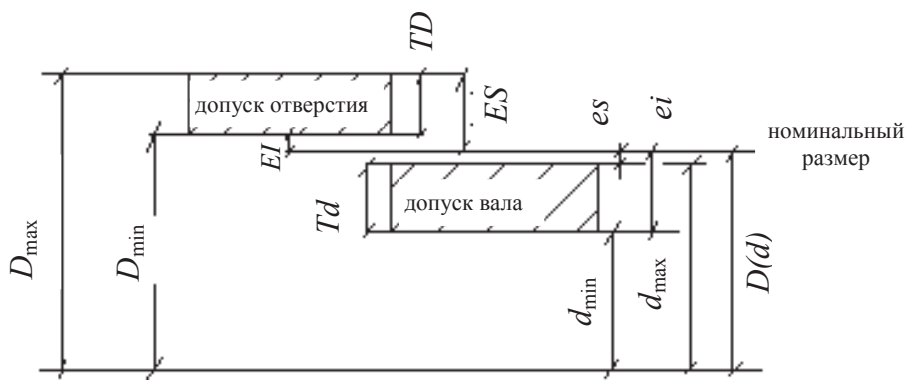


Рис. 3.1. Расположение отклонений размеров вала и отверстия в соединении деталей

Если отклонение равно нулю, то на чертеже оно не проставляется.

Допуском называют разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми значениями того или иного параметра.

Допуск T размера — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. Допуск всегда положителен. Он определяет допускаемое поле рассеяния действительных размеров годных деталей в партии, т. е. заданную точность изготовления. С увеличением допуска снижается качество, а также стоимость изготовления изделия.

Для упрощения допуски можно изображать графически в виде полей допусков. Поле допуска — поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Верхняя и нижняя стороны прямоугольника поля допуска соответствуют верхнему и нижнему предельным отклонениям. Поле допуска определяет значение допуска и его расположение относительно нулевой линии, соответствующей номинальному размеру.

Посадкой называют характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. Посадка характеризует свободу относительного перемещения соединяемых деталей или степень сопротивления их взаимному смещению.

В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадка может быть с зазором, с натягом или переходной, при которой возможно получение как зазора, так и натяга (рис. 3.2).

Посадка с зазором — поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала. Посадка с натягом — поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала. Переходная посадка — поля допусков отверстия и вала перекрываются частично или полностью.

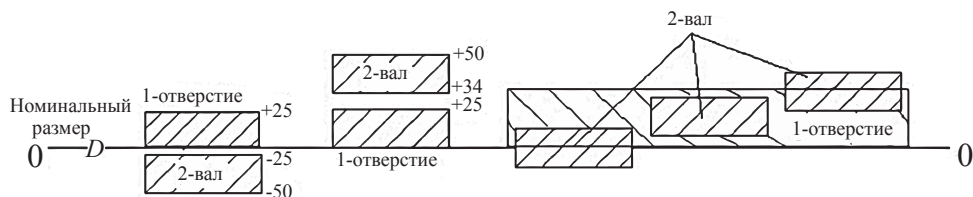


Рис. 3.2. Расположение полей допуска при разных типах посадок

Зазор S — разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала. Наибольший, наименьший и средний зазоры определяют по формулам

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}; S_m = (S_{\max} + S_{\min})/2.$$

Натяг N — разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия. Наибольший, наименьший и средний натяг определяем как

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}; N_m = (N_{\max} + N_{\min})/2.$$

Допуск посадки — разность между наибольшим и наименьшим допускаемыми зазорами (допуск зазора TS в посадках с зазором) или наибольшим и наименьшим допускаемыми натягами (допуск натяга TN в посадках с натягом):

$$ТП = TS = S_{\max} - S_{\min}, \quad ТП = TN = N_{\max} - N_{\min}.$$

В переходных посадках допуск посадки — сумма наибольшего натяга и наибольшего зазора, взятых по абсолютному значению. Для всех типов посадок допуск посадки численно равен сумме допусков отверстия TD и вала Td :

$$ТП = TS(TN) = TD + Td.$$

Предельные отклонения отверстий и валов, определяющие допуски и посадки, устанавливаются стандартами, которые разработаны на основе опыта работы промышленности, теоретических и экспериментальных исследований.

Совокупность допусков и посадок, оформленных в виде таблиц стандартов, называется системой допусков и посадок.

Совокупность допусков и посадок предназначена для того, чтобы при конструировании можно было выбрать минимально необходимые, но достаточные для практики варианты допусков и посадок типовых соединений.

Каждое индустриальное государство имеет свою систему допусков и посадок или использует международную систему ISO. СССР с 1929 года, а теперь уже Россия работает по системе ГОСТов, соответствующих стандартам ISO.

Все системы допусков и посадок (ISO, ОСТ, ЕСДП) основаны на единых принципах. Основные принципы ЕСДП прописаны в ГОСТ 25346–2013.

Первый принцип «Способы образования посадок — система отверстия и система вала»

При образовании посадок принимают размер одной детали относительно другой как основной, размер второй — как посадочный. Отклонение основного размера устанавливается независимо от посадки, значение его определяется степенью точности (кавалитетом или классом) и номинальным размером. Второе отклонение равно нулю: для отверстия — нижнее отклонение ($EI = 0$), для вала — верхнее отклонение ($es = 0$).

Отклонение посадочного размера зависит не только от размера, но и от посадки, предусмотренной в соединении. Если основной размер принадлежит отверстию, а различные зазоры и натяги образуются в соединении различных валов с основным отверстием, то такие посадки осуществляются в системе отверстия. Если же основной размер принадлежит валу, то посадка осуществляется в системе вала.

Система отверстия вследствие очевидных технико-экономических преимуществ имеет большее распространение (поскольку обработка и контроль размеров отверстия сложнее). Однако в ряде случаев применение системы вала оказывается более выгодным (к примеру, на валу одного номинального размера нужно получить несколько различных посадок, поставляемое изделие — наружное кольцо подшипника качения).

Второй принцип «Расположение поля допуска основной детали (основного размера)»

Выбор расположения поля допуска основной детали основан на принципе экономии металла и уменьшении его массы. Во всех ЕСДП принято одностороннее предельное расположение полей допусков основных деталей.

Отклонение основного отверстия условного обозначения в ЕСДП латинской буквой *H* (*H6*, *H7*, *H8* и т. д.). Отклонение основного вала в ЕСДП латинской буквой *h* (*h6*, *h7*, *h8* и т. д.).

Третий принцип «Интервалы размеров (градации размеров)»

Для упрощения таблиц допусков и посадок номинальные размеры соединений сгруппированы в интервалы, в каждом из которых допуски всех номинальных размеров приняты одинаковыми.

Допуск рассчитан по среднему значению размера в интервале, а сами интервалы подобраны так, чтобы допуски для их крайних размеров отличались от расчетного значения не более чем на 5–8 %.

ЕСДП разработана для номинальных размеров до 10000 мм, причем эти размеры разделены на четыре диапазона:

- 1) менее 1 мм;
- 2) от 1 до 500 мм;
- 3) свыше 500 до 3150 мм;
- 4) свыше 3150 до 10000 мм.

Для расчета отклонений внутри каждого диапазона размеров предусматривались определенные интервалы размеров. Например, основные интервалы для диапазона 3–500 мм:

до 3, 3–6, 6–10, 10–18, 18–30, 30–50, 50–80, 80–120, 120–180, 180–250, 250–315, 315–400, 400–500.

Четвертый принцип «Единица допуска»

Как показывают экспериментальные данные, погрешности размеров деталей, обрабатываемых различными методами, зависят от режимов и способов обработки, а также от значения линейного размера.

В соответствии с этим допуски изменяются в зависимости от уровня точности (калитета или класса точности) и значения номинального размера. Эта закономерность записывается выражением $T = ai$, где T — допуск размера, мкм; a — количество единиц допуска; i — единица допуска, выражающая зависимость допуска от номинального размера, мкм.

В ЕСПД единицы допуска для размеров от 1 до 500 мм и квалитетов от 5-го до 17-го выражены зависимостью

$$i = 0,45\sqrt[3]{D_{\text{и}}} + 0,001D_{\text{и}},$$

где i — единица допуска, мкм; $D_{\text{и}}$ — среднее геометрическое значение крайних размеров интервала, в который входит заданный номинальный размер, мм (здесь $D_{\text{и}} = \sqrt{D_{\text{иmax}} D_{\text{иmin}}}$).

Пятый принцип «Уровень точности»

Каждая деталь и каждый размер ее геометрических элементов имеют разные назначения и выполняются с различными уровнями точности.

Для нормирования точности в ЕСПД предусмотрено 19 квалитетов точности: 01, 0, 1, 2, ..., 17. Квалитет 01 соответствует самому высокому уровню точности, 17 — самому низкому. Действие квалитетов 01, 0, 1 распространяется на концевые меры длины; 2, 3, 4 — на калибры и особоточные изделия. Детали общего машиностроения чаще всего изготавливаются по квалитетам от 5-го до 12-го.

Значения допусков квалитетов от 5-го до 17-го определяются по формуле $T = ai$, причем каждому квалитету соответствует определенное количество единиц допуска a :

квалитет с 5-го по 12-й:

5.....	7	9.....	40
6.....	10	10.....	64
7.....	16	11.....	100
8.....	25	12.....	160

С одной стороны, детали одного номинального размера могут быть изготовлены с различными допусками из-за разных уровней точности, т. е. в формуле $T = ai$, i — постоянная величина, a — переменная. С другой стороны, детали одного уровня точности могут иметь различ-

ные допуски вследствие изменения единицы допуска, т. е. в формуле $T = ai$, где a — постоянная величина, i — переменная.

Шестой принцип «Нормальная температура при контроле»

Допуски и отклонения, указанные в таблицах стандартов, относятся к деталям, размеры которых определяются при температуре 20 °С. Градуировка и аттестация всех линейных и угловых мер и измерительных приборов, а также точные измерения должны производиться при нормальной температуре.

Седьмой принцип «Поля допусков предпочтительного применения»

В соответствии с принципом унификации в системе допусков и посадок выделены предпочтительные поля допусков. При назначении посадок следует пользоваться этими полями, и только при невозможности обеспечить ими требуемые посадки разрешено применять остальные поля допусков.

Восьмой принцип «Поля допусков для посадок»

В ЕСДП установлены правила получения полей допусков, в соответствии с которыми они образуются сочетанием так называемого основного отклонения и допуска (калитета).

Основным называется одно из двух предельных отклонений (верхнее или нижнее), которое расположено ближе всего к линии номинального размера (к нулевой линии). Знак и значение основного отклонения характеризуют расположение поля допуска относительно линии номинального размера (линии 0—0) и позволяет судить о том, для каких посадок (с зазором, натягом, переходных) данное поле можно использовать. Например, если основное отклонение вала будет отрицательным, то предельные размеры вала будут меньше номинального, и такие валы можно применять, как правило, для посадок с зазором. Всего применяется 28 наименований основных отклонений для валов и отверстий (рис. 3.3).

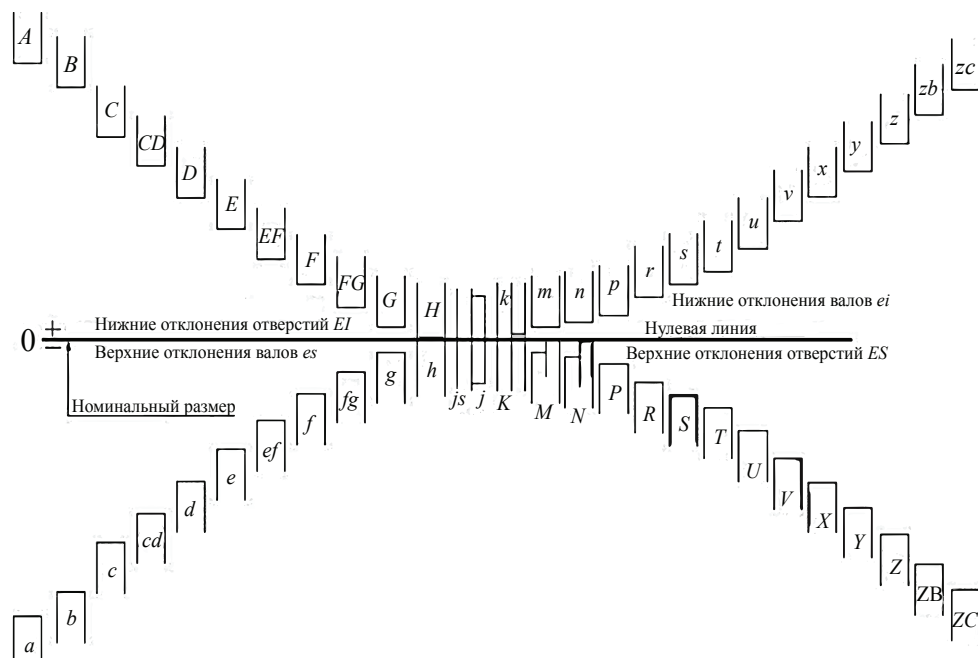


Рис. 3.3. Расположение полей допуска для валов и отверстий

Для каждого поля допуска указано только одно отклонение — основное, т. е. ближайшее к линии номинального размера, значение которого для данного номинального размера постоянно. Второе (недостающее) отклонение переменное и определяется допуском (т. е. номинальным размером и качеством).

Если основным отклонением является верхнее отклонение (es , ES), то нижнее (EI , ei) определяют по выражениям

$$ei = es - Td, EI = ES - TD.$$

Обозначение допусков и посадок на чертежах

Допуски на чертежах обозначаются предельными отклонениями размеров изделий. Отклонения указываются после номинального размера тремя способами: численно, условно, смешанно (рис. 3.4).

Численное обозначение рекомендуется для размеров, проверка которых осуществляется универсальными измерительными средствами и другими показывающими приборами.

При условном обозначении отклонений справа от номинального размера указывается поле допуска. Такое обозначение рекомендуется при контроле размеров предельными калибрами.

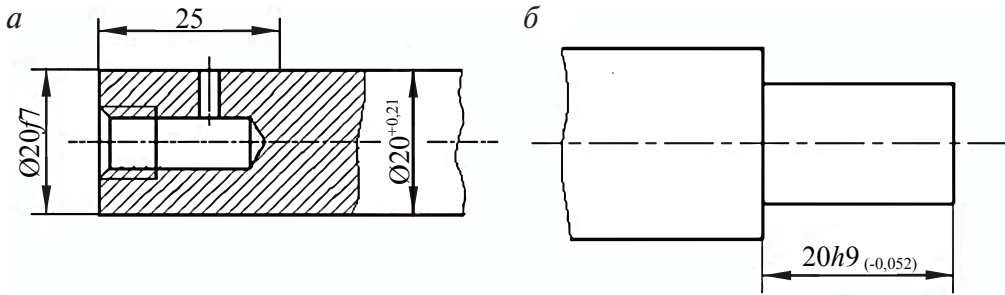


Рис. 3.4. Обозначение допусков:
а — условное и численное; *б* — смешанное

При использовании смешанного способа обозначений записывается условное обозначение допуска и в скобках числовые значения предельных отклонений. Способ применяется при назначении стандартных отклонений для размеров, не входящих в ряды нормальных линейных размеров, либо при назначении отклонений на размеры уступов или углублений с несимметричным полем допуска.

Посадки на сборочных чертежах указывают в виде дроби, в числителе которой указаны предельные отклонения отверстий, а в знаменателе — вала (рис. 3.5). В соответствии с обозначениями отклонений посадки могут быть приведены также численно, условно или смешанно.

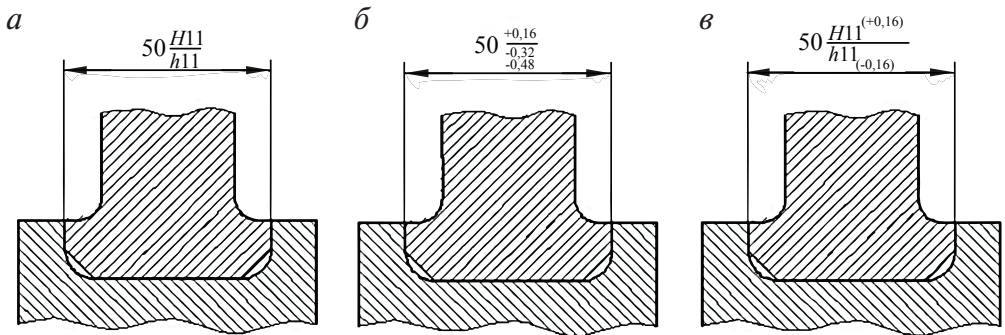


Рис. 3.5. Обозначение посадок:
а — условное; *б* — численное; *в* — смешанное

ГОСТ 25347–82 устанавливает рекомендуемые посадки при различных сочетаниях полей допусков отверстий и валов. Посадки обычно назначают или в системе отверстия или в системе вала, при этом, как уже отмечалось, система отверстия предпочтительна.

В конструкторской практике применяются в основном два метода выбора допусков и посадок — подобия и расчетный.

Метод подобия заключается в том, что конструктор находит в однотипных машинах, ранее сконструированных и оправдавших себя в эксплуатации, составные части (сборочные единицы), подобные проектируемой машине, и по аналогии назначает допуски и посадки.

Расчетный метод требует согласования квалитетов, допусков и посадок при проектировании машин и других изделий с расчетными величинами.

При выборе и назначении допусков и посадок конструктор всегда исходит из того, что изготовление деталей по квалитету, соответствующему большей точности, т. е. с малым допуском, связано с повышением себестоимости из-за больших трудовых и материальных затрат на оборудование, приспособления, инструмент и контроль. Но при этом обеспечиваются высокая точность сопряжений, высокие эксплуатационные показатели изделия в целом.

Изготовление деталей по квалитетам с расширенными допусками проще, не требует точного оборудования и отделочных технологических процессов, однако точность сопряжений и, следовательно, долговечность машин снижены.

Таким образом, перед конструкторами всегда стоит задача — рационально, на основе технико-экономических расчетов, разрешать противоречия между эксплуатационными требованиями и технологическими возможностями, исходя в первую очередь из выполнения эксплуатационных требований.

Выбор посадок производится с учетом конструктивных особенностей соединения, требования к монтажу и разборке, теплового режима работы, характера производства и т. д.

Посадки с натягом используются для неподвижных и неразъемных соединений часто в целях передачи крутящего момента или осевого усилия от вала к насадным деталям. Детали в посадках с натягом соединяются запрессовкой или термическим способом (нагрев или охлаждение одной из деталей). В соответствии со значением относительного среднего натяга посадки условно разделяют на 3 группы: тяжелые, средние, легкие.

К тяжелым прессовым относят посадки с основными отклонениями H/u , (U/h — в системе вала), H/x , H/z , для которых на каждый миллиметр номинального размера приходится натяг в 1–2 мкм (1–2 мкм/мм).

К средним прессовым относят посадки с основными отклонениями H/r , H/s , H/t , (R/h , S/h , T/h — в системе вала), для которых на один миллиметр номинального размера приходится натяг 0,2–0,6 мкм (т. е. 0,2–0,6 мкм/мм).

К легкопрессовым относят посадки с основными отклонениями H/p , P/h , сборка деталей в этом случае осуществляется только запрессовкой.

Переходные посадки применяются в целях обеспечения центрирования деталей для неподвижных, но разъемных соединений, при эксплуатации периодически разбираются. Для передачи рабочих усилий и обеспечения неподвижности детали обычно скрепляются болтами, винтами, шпонками и т. д. Каждая переходная посадка характеризуется долями соединений с зазором и натягом.

Переходные посадки с большей долей натяга H/n , N/h (глухие) и H/m , M/h (тугие) применяют для редко разбираемых соединений. Зазоров при сборке практически нет.

Наиболее часто используются посадки H/k , K/h (напряженные), у которых примерно половина соединений при сборке имеет натяг, половина — зазор. Они обеспечивают хорошее центрирование, и детали собирают с помощью слесарных молотков. В посадках с основными отклонениями H/j_s , J_s/h (плотные) соединений с натягом очень мало (почти все с зазором). Плотные посадки обеспечивают худшее центрирование деталей.

Посадки с зазором используют как для подвижных, так и для неподвижных соединений. В соответствии со значением наименьшего (гарантированного) зазора S_{\min} посадки с зазором разделяют на несколько видов.

Посадки с основными отклонениями H/h (скользящие) имеют $S_{\min} = 0$. В неподвижных соединениях их применяют при частой разборке деталей.

Посадки с основными отклонениями H/g , G/h (движения) имеют малый гарантированный зазор. Их применяют в точных (качества 4–6) подвижных и неподвижных соединениях.

Посадки с основными отклонениями H/f , F/h (ходовые), H/e , E/h (легкоходовые) имеют умеренный и значительный гарантированный зазор, необходимый для обеспечения свободного вращения (подшипники скольжения) или возвратно-поступательного перемещения (поршень-цилиндр).

Посадки с основными отклонениями H/d , D/h (широкоходовые) имеют большой гарантированный зазор. Их применяют там, где возможно уменьшение зазора из температурных деформаций, загрязнения и т. д.

3.3. Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей

Отклонения формы и расположения реальной поверхности деталей возникают в процессе их изготовления или обработки из-за деформации отдельных частей станков, приспособлений, инструментов, неточности поверхностей заготовок и т. д. При отклонениях формы или расположения в подвижных соединениях возникают повышенный износ в местах контакта, неравномерность хода, шум; в неподвижных соединениях — из-за неравномерности натягов и зазоров снижается прочность, герметичность, ухудшается центрирование деталей. Поэтому правильно составленный рабочий чертеж детали должен содержать данные не только о допусках размеров, но и о допусках формы или расположения ответственных поверхностей.

Отклонения формы

Под отклонением формы понимают отклонение формы реальной поверхности от формы номинальной (идеальной) поверхности, заданной чертежом.

Реальная поверхность — это поверхность, ограничивающая деталь и отделяющая ее от окружающей среды.

Номинальная поверхность — идеальная поверхность, форма которой задана чертежом или другим техническим документом.

Приняты следующие условные обозначения: Δ — отклонение формы или отклонение расположения поверхностей; T — допуск формы или допуск расположения; L — длина нормируемого участка.

Отклонение формы отсчитывают от прилегающих профилей и поверхностей: прямых, плоскостей, окружностей, цилиндров. За отклонение формы принимают наибольшее из всех возможных расстояний Δ от точки реальной поверхности до прилегающего профиля или поверхности.

Прилегающая прямая — прямая, касательная к реальному профилю и проведенная таким образом, чтобы отклонение от нее наиболее удаленной точки реального профиля в пределах нормируемого участка имело минимальное значение.

Прилегающая окружность — окружность минимального диаметра, описанная вокруг реального профиля наружной поверхности вращения детали, или окружность максимального диаметра, вписанная в реальный профиль внутренней поверхности вращения.

Отклонения формы не должны превышать наибольшего допускаемого значения — допуска формы, который указывается на чертеже. Точки реальной поверхности или профиля не должны выходить за пределы поля допуска формы, т. е. областей в пространстве или на плоскости, которые определяются T_f и размерами поверхности или участка.




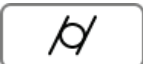
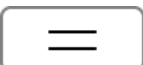
Допуски формы проставляются на чертеже, если они меньше допусков размеров (используется часть поля допуска размера). Если же допуски формы не указаны, то допускаются любые отклонения формы в пределах поля допуска размера.

Отклонения формы можно разделить на общие и частные, общие включают частные виды отклонений.

Допуски формы общих видов отклонений обычно указывают условными знаками, частные виды отклонений — текстом на поле чертежа. Условный знак и числовое значение допуска формы заключают в прямоугольную рамку (рис. 3.6), которую соединяют прямой или ломаной линией (со стрелкой) с поверхностью детали или выносной линией (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Условные обозначения допусков формы и расположения поверхностей

Вид допуска	Условное обозначение	Вид допуска	Условное обозначение
<i>Допуски формы</i>			
	Прямолинейность		Плоскостность
	Круглость		Цилиндричность
	Профиль продольного сечения		

Окончание табл. 3.1

Вид допуска	Условное обозначение	Вид допуска	Условное обозначение
<i>Допуски расположения</i>			
	Параллельность		Перпендикулярность
	Наклон		Пересечение осей
	Соосность		Позиционное расположение
	Симметричность		
<i>Суммарные допуски расположения и формы</i>			
	Радиальное или торцовое биение		Полное радиальное или торцовое биение
	Форма заданного профиля		Форма заданной поверхности



Рис. 3.6. Обозначение отклонений формы на чертеже

Отклонения формы плоских поверхностей

К этому виду отклонений относят отклонения от прямолинейности, плоскостности. Отклонение от прямолинейности — наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей прямой в пределах нормируемого участка (рис. 3.7). Отклонение от плоскостности — наибольшее расстояние Δ от точек реальной поверхности до прилегающей плоскости в пределах нормируемого участка.

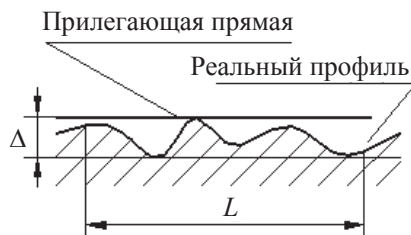


Рис. 3.7. Отклонение от прямолинейности

К частным видам отклонений от плоскостности относятся выпуклость и вогнутость.

Выпуклость — это частная форма отклонения от прямолинейности, при которой удаление точек реального профиля от прилегающей прямой уменьшается от краев к середине.

Вогнутость — частная форма отклонения от прямолинейности, при которой удаление точек реального профиля от прилегающей прямой увеличивается от краев к середине.

Оценку плоскостности шаброванных поверхностей часто производят по числу пятен в квадрате 25×25 см (так называемый контроль проверочными плитками «на краску»).

Допуск прямолинейности и плоскостности составляют часть допуска размера, который координирует нормируемую поверхность (размер высоты, толщины). В зависимости от условий применения относительная геометрическая точность формы поверхностей принимается: для соединений высокой точности 25 %, повышенной — 40 %, нормальной — 60 % от допуска размера.

Отклонения формы цилиндрической поверхности

К ним относят отклонения от цилиндричности, отклонение от круглости, отклонения профиля продольного сечения (рис. 3.8).

Отклонение от круглости — наибольшее расстояние Δ от точек реального профиля до прилегающей окружности (рис. 3.8, а). Частными видами отклонений от круглости являются овальность и огранка. Овальность — это отклонение от круглости, при котором реальный профиль поперечного сечения представляет собой овалообразную фигуру, наибольший и наименьший диаметры которой находятся во взаимно перпендикулярных направлениях. Возникает при биении токарного или шлифовального станка, из-за неправильной формы поперечного сечения заготовки, дисбаланса детали.

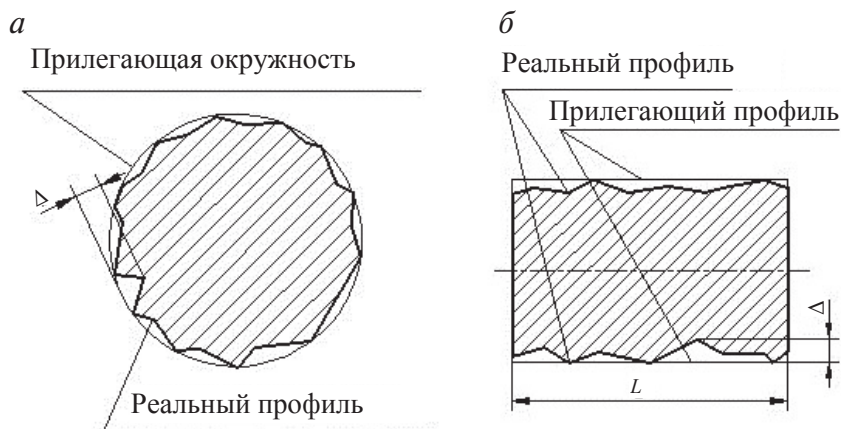


Рис. 3.8. Отклонение формы цилиндрической поверхности:
 а — круглости; б — профиля продольного сечения

Огранка — отклонение от круглости, при котором реальный профиль поперечного сечения представляет собой многогранную фигуру.

Отклонения формы продольного сечения (рис. 3.8, б) характеризуется наибольшим расстоянием Δ от точек образующей реального профиля до соответствующей стороны прилегающего профиля в плоскости, проходящей через ось поверхности (в пределах нормируемого участка L), при этом $\Delta \leq T_{\text{ф.пс}}$.

Частными видами отклонений профиля продольного сечения являются конусообразность, бочкообразность и седлообразность.

Конусообразность — частный вид отклонения профиля продольного сечения, при котором образующие прямолинейны, но не параллельны.

Бочкообразность — частный вид отклонения профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры увеличиваются от краев к середине сечения.

Седлообразность — частный вид отклонения профиля продольного сечения, при котором образующие непрямолинейны и диаметры уменьшаются от краев к середине сечения.

Отклонение от цилиндричности характеризуется наибольшим расстоянием Δ от точек реального профиля до прилегающего цилиндра (в пределах нормируемого участка L), при этом $\Delta \leq T_{\text{ф.ц}}$. При необходимости на чертежах могут быть проставлены допуск (отклонение) прямолинейности образующей цилиндра и допуск прямолинейности оси цилиндрической поверхности (в последнем случае направление

стрелки (линии) от прямоугольника допуска формы совпадает с размерной линией).

Допуски цилиндричности, круглости и профиля продольного сечения при нормальной относительной геометрической точности формы цилиндрической поверхности принимают равными 30 % от допуска размера соответствующей поверхности, при повышенной точности — 20 % от допуска размера, при высокой — 12,5 %, при особо высокой — менее 12,5 %.

Отклонения и допуски расположения поверхностей

Под отклонением расположения понимают отклонение реального расположения поверхности, оси или плоскости симметрии детали от расположения, определяемого номинальными координирующими размерами на чертеже.

Отклонения расположения поверхностей (осей, плоскостей симметрии) измеряют относительно баз. База — поверхность, линия, точка детали, определяющая ту плоскость или ось системы координат, по отношению к которой задается допуск расположения или определяется отклонение взаимного расположения поверхностей. Базами могут быть поверхности (плоскости), оси цилиндрических поверхностей, точки (центры сфер), плоскости симметрии и в необходимых случаях, общая ось или общая плоскость симметрии нескольких поверхностей и элементов.

Базы на чертеже обозначаются равнобедренным треугольником и при необходимости буквой в рамке (рис. 3.9).

При оценке отклонений расположения, как правило, отклонения формы поверхностей не учитываются, а реальные поверхности и профили заменяют прилегающими.

Стандартом установлено 13 видов отклонений расположения (среди них 6 видов суммарных отклонений формы и расположения), которые на чертеже обозначаются условными знаками или записываются в технических требованиях. Условные обозначения отклонений, числовые значения допуска, буквенное обозначение базы и некоторые дополнительные обозначения указывают в прямоугольной рамке, которую соединяют прямой или ломаной линией со стрелкой (указывающей направление измерения) с поверхностью детали, выносной или размерной линиями (рис. 3.9).

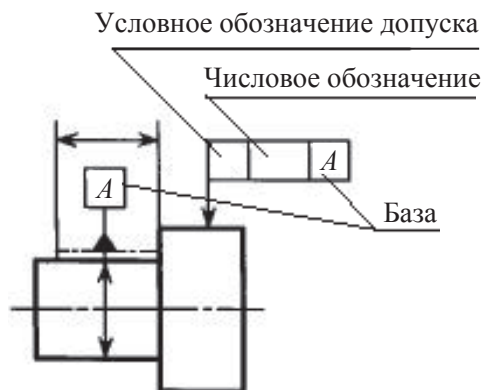


Рис. 3.9. Условное обозначение отклонений расположения

Дополнительные обозначения (указываются в окне с числовым значением): R , $T/2$ — радиусное выражение допуска; T , \varnothing — диаметрально выражение допуска; \textcircled{M} — зависимый допуск; \textcircled{P} — выступающее поле допуска.

Допуски расположения (в отдельных случаях) и допуски формы разделяют на независимые и зависимые.

Независимым называют допуск расположения, значение которого не зависит от действительных размеров нормируемой или базовой поверхности. Он постоянен для всех деталей, изготавливаемых по данному чертежу. При этом отклонения расположения годных деталей при независимых допусках не должны превышать числового значения допуска.

Зависимым называют допуск расположения размеров, значение которого зависит от действительных размеров нормируемой или базовой поверхности, он непостоянен для совокупности деталей, изготавливаемых по данному чертежу.

Отклонение от параллельности плоскостей — разность наибольшего и наименьшего расстояний между прилегающими плоскостями в пределах нормируемого участка.

Отклонение от параллельности осей (прямых) в пространстве — геометрическая сумма отклонений от параллельных проекций осей (прямых) в двух взаимно перпендикулярных плоскостях; одна из этих плоскостей является общей плоскостью осей, т. е. плоскостью, проходящей через одну (базовую) ось и точку другой оси.

К отклонению от перпендикулярности относят отклонение от перпендикулярности плоскостей, суммарное отклонение от перпендику-

лярности и плоскостности, отклонение от перпендикулярности плоскости или оси относительно оси, отклонение от перпендикулярности оси относительно плоскости.

Отклонение от перпендикулярности — это отклонение Δ угла между плоскостями от прямого угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка.

Отклонение наклона плоскости — это отклонение угла между плоскостью и базовой плоскостью или базовой осью (прямой) от номинального угла, выраженное в линейных единицах на длине нормируемого участка.

Отклонение от соосности — это наибольшее расстояние между осью рассматриваемой поверхностью и общей осью двух или нескольких поверхностей вращения на длине нормируемого участка.

Отклонение от пересечения осей характеризует точность расположения поверхностей вращения (валы и отверстия), оси которых номинально должны пересекаться (например, оси валов и шестерен в передаче).

Отклонение от пересечения осей — это наименьшее расстояние между осями, номинально пересекающимися.

Отклонение от симметричности характеризует точность расположения поверхностей, у которых плоскости симметрии номинально совпадают.

Отклонение биения рассматривается в зависимости от поверхности, на которую оно распространяется — торцовую (плоскую) или радиальную (цилиндрическую).

На радиальное биение оказывают влияние отклонение от круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонение его центра относительно базовой оси, на торцовое биение влияют отклонение от плоскостности рассматриваемой поверхности и отклонение от ее перпендикулярности относительно базовой оси. Радиальное биение — результат совместного проявления отклонения круглости профиля рассматриваемого сечения и отклонения его центра относительно базовой оси.

Радиальное биение — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля поверхности вращения до базовой оси в сечении плоскостью, перпендикулярной базовой оси.

Полное радиальное биение — разность наибольшего и наименьшего расстояния от всех точек реальной поверхности в пределах нормируемого участка до базовой оси.

Торцовое биение — разность Δ наибольшего и наименьшего расстояний от точек реального профиля торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси. Торцовое биение включает в себя отклонение от перпендикулярности и часть отклонений от плоскостности.

Полное торцовое биение — разность наибольшего и наименьшего расстояний от точек всей торцовой поверхности до плоскости, перпендикулярной базовой оси.

Отклонение позиционного расположения или позиционное отклонение — это наибольшее расстояние между реальным расположением элемента (его центра, оси или плоскости симметрии) и его номинальным расположением в пределах нормируемого участка.

Отклонения формы заданного профиля и формы заданной поверхности отклонения относят к суммарным отклонениям формы и расположения, поскольку они характеризуют как отклонения размеров и формы криволинейной поверхности (шаблоны, кулачки, копиры), так и отклонение расположения поверхности относительно баз. Отсчитывают отклонения от номинального положения профиля или поверхности, а не от прилегающих профилей и поверхностей, как известные отклонения формы.

Номинальное положение на чертеже может быть задано либо координатами точек поверхности, либо размерами и расположением отдельных элементов.

Отклонение формы заданного профиля есть наибольшее отклонение точек реального профиля от номинального. Оно измеряется по нормали к номинальному профилю в пределах нормируемого участка.

Отклонение формы заданной поверхности есть наибольшее отклонение точек реальной поверхности от номинальной поверхности, измеряется по нормали к номинальной поверхности в пределах нормируемого участка $L_1 \times L_2$.

3.4. Шероховатость поверхности

При обработке изделий (точением, сверлением, фрезерованием, шлифованием и т. д.) на поверхности деталей образуются часто повторяющиеся небольшие неровности.

Шероховатостью поверхности называют выделенную с помощью базовой длины совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами. Все основные определения, параметры шероховатости и их числовые значения приведены в ГОСТ 2789–73 и ГОСТ 25142–82.

Неровности на обработанных поверхностях (следы обработки) возникают из-за деформаций поверхностных слоев материала, неровностей режущих лезвий инструмента и трением его о деталь, вырывания с поверхности частиц материала, вибрации и других факторов. Высота неровностей зависит от метода, условий и режимов обработки, свойств материала детали и инструмента, геометрии инструментов.

Шероховатость, отклонения формы и расположения поверхностей деталей, возникающие при изготовлении, а также в процессе работы машины под влиянием силовых и температурных деформаций и вибраций, уменьшают контактную жесткость стыковых поверхностей деталей и изменяют установленный при сборке начальный характер посадок.

В подвижных посадках, когда трущиеся поверхности деталей разделены слоем смазочного материала и непосредственно не контактируют, погрешности приводят к неравномерности зазора продольных и поперечных сечениях, что нарушает ламинарное течение смазочного материала, повышает температуру и снижает несущую способность масляного слоя.

Во многих случаях прочность деталей машин зависит также от чистоты обработки. Установлено, что наличие рисок, глубоких и острых царапин создает очаги концентрации внутренних напряжений, которые в дальнейшем приводят к разрушению детали. Такими очагами могут являться также впадины между гребешками микронеровностей. Это не относится к деталям, изготавливаемым из чугунов и цветных сплавов, в которых концентрация напряжений возможна в меньшей степени.

От шероховатости поверхности зависит также устойчивость поверхности против коррозии. Чем выше класс чистоты поверхности, тем меньше площадь соприкосновения с коррозионной средой, тем меньше влияние среды. Чем глубже впадины микронеровностей и чем резче они очерчены, тем больше разрушающее действие коррозии, направленное вглубь металла.

Для количественного описания шероховатости используют несколько параметров, которые характеризуют отдельные свойства шероховатых поверхностей. Параметры оцениваются по неровностям профиля на профилограмме (рис. 3.10).

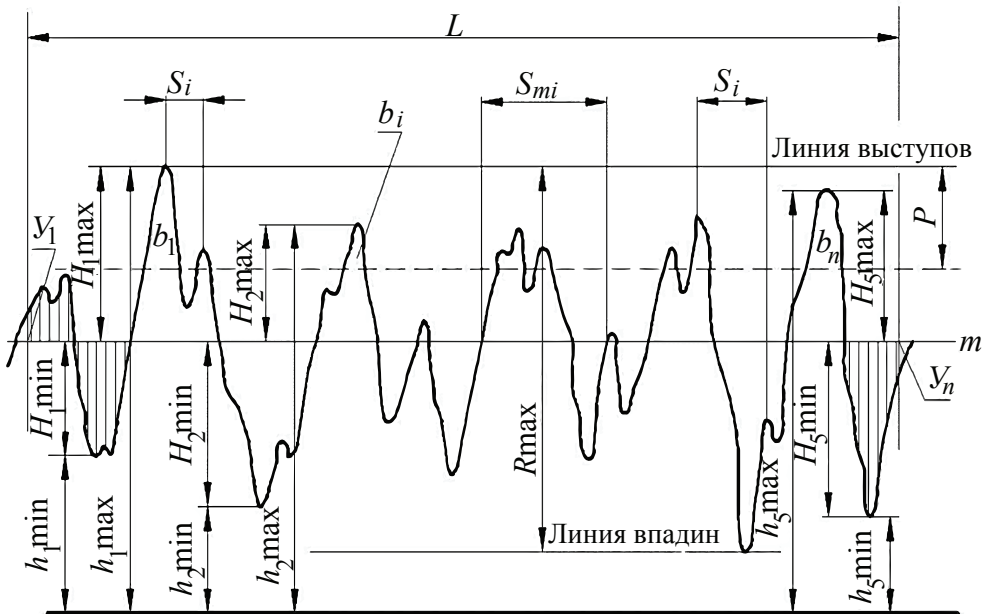


Рис. 3.10. Профилограмма

Базовая длина — длина базовой линии, используемой для выделения неровностей, характеризующих шероховатость поверхности.

Базовая линия (поверхность) — линия (поверхность) заданной геометрической формы, определенным образом проведенная относительно профиля (поверхности) и служащая для оценки геометрических параметров поверхности.

Для практического нормирования в большинстве стран мира, как и в России, используют шесть параметров, которые делят на две группы:

— высотные:

- R_a — среднее арифметическое отклонение профиля;
- R_z — высота неровностей профиля по десяти точкам;
- R_{max} — наибольшая высота профиля;

— шаговые:

- S_m — средний шаг неровностей профиля;
- S — средний шаг местных выступов профиля;
- t_p — относительная опорная длина профиля.

Среднее арифметическое отклонение профиля R_a — среднее арифметическое абсолютных значений отклонений профиля от средней линии в пределах базовой длины.

Высота неровностей по десяти точкам R_z — есть среднее расстояние между 5 наивысшими точками выступов и 5 наинизшими точками впадин. Характеризует среднюю высоту неровностей.

Наибольшая высота профиля R_{\max} — расстояние (в пределах базовой длины) между линией выступов, проведенной параллельно средней линии через наивысшую точку профиля, и линией впадин, проведенной через наинизшую точку.

Средний шаг неровностей профиля S_m — среднее арифметическое значение шага неровностей на средней линии профиля (в пределах базовой длины).

Средний шаг неровностей профиля по вершинам S — среднее арифметическое значение шага неровностей по вершинам в пределах базовой длины.

Числовые значения параметров R_a , R_z , R_{\max} , S_m , S определены стандартом ГОСТ 2789–73, причем для всех трех высотных параметров выделены предпочтительные значения, которыми и следует в первую очередь пользоваться. Эти числовые значения параметров шероховатости проставляют на чертежах.

Значения уровня сечения профиля p отсчитывают от линии выступов и выбирают из ряда: 5; 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 % R_{\max} .

Числовые значения t выбирают из ряда: 10; 15; 20; 25; 30; 40; 50; 60; 70; 80; 90 %.

Из всех перечисленных параметров шероховатости наиболее часто применяют параметры R_a и R_z . Параметр R_a является предпочтительным, так как его определяют по значительно большему числу точек профиля, чем R_z . Использование параметра R_z в качестве контрольного в значительной степени определяется способами измерения рассматриваемых параметров. Значения R_a преимущественно измеряют с помощью приборов, снабженных датчиками с алмазной иглой. Определение R_a на грубых поверхностях связано с опасностью поломки алмазной иглы, а на очень гладких — с низкой достоверностью результатов из-за того, что радиус конца иглы не может фиксировать очень малые неровности. Поэтому R_z рекомендуется использовать при значениях высоты неровностей 10–320 и 0,025–0,1 мкм, в остальных случаях — R_a .

Существует понятие оптимального уровня шероховатости. Как указывалось выше, на эксплуатационные свойства деталей машин существенно влияет шероховатость обработанной поверхности.

Но не во всех случаях чисто обработанная поверхность является наиболее износоустойчивой, так как удержание смазки на поверхности деталей при различных условиях трения (в зависимости от нагрузки, скорости, материала сопрягаемых деталей и др.) зависит от микронеровностей поверхностей. В процессе приработки размеры и даже форма неровностей поверхности изменяются, при этом возникают определенные в сторону движения детали направления неровностей. Получающуюся после приработки шероховатость, обеспечивающую минимальный износ и сохраняющуюся в процессе длительной эксплуатации машин, называют оптимальной. Требования к шероховатости поверхности деталей и выбор параметров для ее оценки устанавливаются исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества поверхности.

Значения шероховатости и связь уровня шероховатости и вида обработки детали приведены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения шероховатости по ГОСТ 2789–73

Предельное значение R_a	R_a	R_z или R_{\max}	Базовая длина, мм	Класс шероховатости	Виды обработки
50	80; 63; 40	320; 250; 200; 160	8	1	Грубое обтачивание, черновое фрезерование
25	40; 32; 20	160; 125; 100; 80	8	2	
12,5	20; 16; 10	80; 63; 50; 40	8	3	Получистовое обтачивание, черновое фрезерование торцовой фрезой
6,3	10; 8; 5	40; 32; 25; 20	2,5	4	
3,2	5; 4; 2,5	20; 16; 12,5; 10	2,5	5	Чистовое точение, развертывание, чистовое и тонкое фрезерование, шлифование
1,6	2,5; 2; 1,25	10; 8; 6,3	0,8	6	
0,8	1,25; 1; 0,63	6,3; 5; 4; 3,2	0,8	7	Тонкое (алмазное) точение, тонкое развертывание, чистовое и тонкое шлифование
0,4	0,63; 0,5; 0,32	3,2; 2,5; 2; 1,6	0,8	8	
0,2	0,32; 0,25; 0,16	1,6; 1,25; 1; 0,8	0,25	9	

Окончание табл. 3.2

Предельное значение R_a	R_a	R_z или R_{\max}	Базовая длина, мм	Класс шероховатости	Виды обработки
0,1	0,16; 0,125; 0,08	0,8; 0,63; 0,5; 0,4	0,25	10	Тонкое полирование, суперфиниширование
0,05	0,08; 0,063; 0,04	0,4; 0,32; 0,25; 0,2	0,25	11	
0,025	0,01; 0,008		0,25	12	Зеркальная доводка
0,012			0,08	13	
—			0,08	14	

Для неответственных деталей можно не указывать параметры шероховатости, в таком случае она не подлежит контролю.

Для обозначения шероховатости поверхности деталей (рис. 3.11) используют различные знаки: \checkmark — в общем случае; ∇ — если поверхность должна быть получена без удаления поверхностного слоя материала (литье, штамповка, обкатка); ∇ — если поверхность должна быть получена с удалением слоя материала (точение, фрезерование, шлифование).

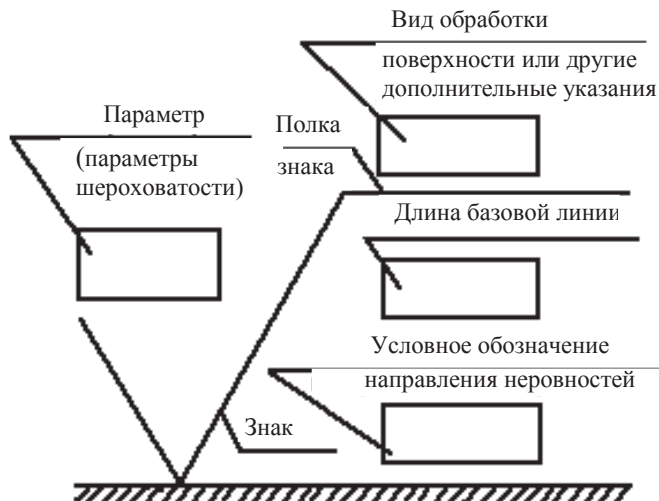


Рис. 3.11. Структура обозначения шероховатости

В тех случаях, когда ко всем поверхностям детали устанавливаются одинаковые требования к шероховатости, эти требования указываются в правом верхнем углу чертежа детали.

Если поверхности детали по шероховатости нормируются в разной степени, то в правый верхний угол выносится наиболее часто повторяющееся требование: знак шероховатости и параметр шероховатости изображают увеличенным в 1,5–2 раза, а за ним в скобках помещают знак шероховатости, который указывает на наличие поверхностей с иными показателями шероховатости, нанесенными непосредственно на изображение детали. Размеры и толщина линий знака в обозначении шероховатости должны быть приблизительно в 1,5 раза больше, чем в обозначениях, нанесенных на изображении.

Контрольные вопросы

1. Какие виды взаимозаменяемости существуют?
2. Дать определение вала и отверстия по ЕСДП.
3. Перечислить основные правила назначения посадки.
4. Какие виды посадок существуют?
5. В каких случаях на чертеже устанавливают значения отклонений формы или расположения?
6. Что может являться базой для детали при простановке отклонений?
7. Поясните термин «радиальное (торцовое) биение».
8. Как влияет уровень шероховатости на работу соединений?

4. Конструирование соединений деталей

Соединения деталей машин бывают разъемными и неразъемными. К разъемным, в частности, относят резьбовые соединения. Неразъемными являются заклепочные, сварные, клеевые, паяные и другие виды соединений.

4.1. Резьбовые соединения

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения. Резьбовое соединение образуют две детали: у одной из них на наружной, а у другой на внутренней поверхности выполнены расположенные по винтовой поверхности выступы — соответственно наружная и внутренняя резьбы.

Резьбовые соединения технологичны, обеспечивают возможность многократной сборки-разборки, детали соединения взаимозаменяемы. Для соединения деталей применяют следующие виды крепежных деталей: болты (винты с гайками), винты, шпильки с гайками (рис. 4.1).

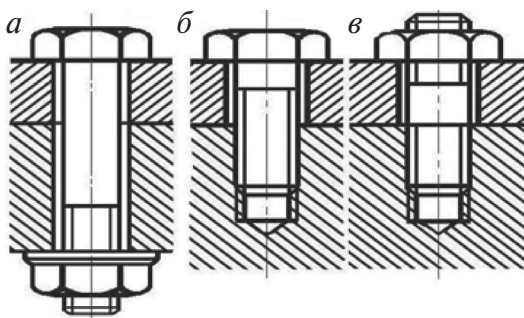


Рис. 4.1. Резьбовые соединения:

а — болт с гайкой; *б* — винт; *в* — шпилька с гайкой

При выборе одного из этих вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки, габариты

соединения, другие факторы. Основным преимуществом болтового соединения является отсутствие необходимости нарезать резьбу в соединяемых деталях. Это особенно важно в тех случаях, когда материал детали не может обеспечить достаточную прочность и долговечность резьбы. К недостаткам болтового соединения можно отнести следующее: обе детали должны иметь места для расположения гайки или головки винта, при завинчивании и отвинчивании гайки необходимо удерживать головку винта от проворачивания, по сравнению с винтовым болтовое соединение несколько увеличивает массу изделия и больше искажает его внешние очертания.

Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна. Например, нет места для размещения гайки, нет доступа к гайке, при большой толщине детали необходимо глубокое сверление или длинный болт и т. д. Если при эксплуатации деталь часто снимают и затем снова ставят на место, то ее следует закрепить болтами или шпильками, так как винты при многократном завинчивании могут повредить резьбу в детали. Повреждение резьбы более вероятно при малопрочных хрупких материалах, например чугуна, дюралюминия и т. д.

Подкладную шайбу ставят под гайку или головку винта для уменьшения смятия детали гайкой, если деталь изготовлена из менее прочного материала — пластмассы, алюминия, дерева и т. д., для предохранения чистых поверхностей деталей от царапин при завинчивании гайки (винта), перекрытия большого зазора отверстия. В других случаях подкладную шайбу ставить нецелесообразно. Кроме подкладных шайб применяют стопорные или предохранительные шайбы, которые предохраняют соединение от самоотвинчивания.

Классификация резьб

Резьба — выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

Винтовая линия — линия, образованная на боковой поверхности прямого кругового цилиндра точкой, перемещающейся таким образом, что отношение между ее осевым перемещением и соответствующим угловым перемещением постоянно, но не равно нулю или бесконечности.

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее широко распространены цилиндрические резьбы. Коническую применяют для плотных соединений труб, пробок.

По форме профиля резьбы делят на треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые. Профиль резьбы — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности.

По направлению винтовой линии различают резьбу правую и левую. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее распространена правая резьба, левая применяется в специальных случаях. Если резьбовые выступы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют многозаходную резьбу. По числу заходов различают одно- и многозаходную резьбы. Однозаходная наиболее распространена, все крепежные резьбы — однозаходные. Многозаходные применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов более трех применяют крайне редко.

По назначению различают резьбы крепежные и резьбы для ходовых механизмов. Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важными из которых являются прочность, технологичность и величина сил трения в резьбе. Так, например, крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания. Резьбы винтовых механизмов должны иметь малые силы трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ. Прочность во многих случаях не является для них основным критерием, определяющим размеры винтовой пары.

Все геометрические параметры резьбы (рис. 4.2) и допуски на их размеры стандартизированы.

Недостатком резьбовых соединений является возможность самоотвинчивания при определенных нагрузках. Самоотвинчивание раз-

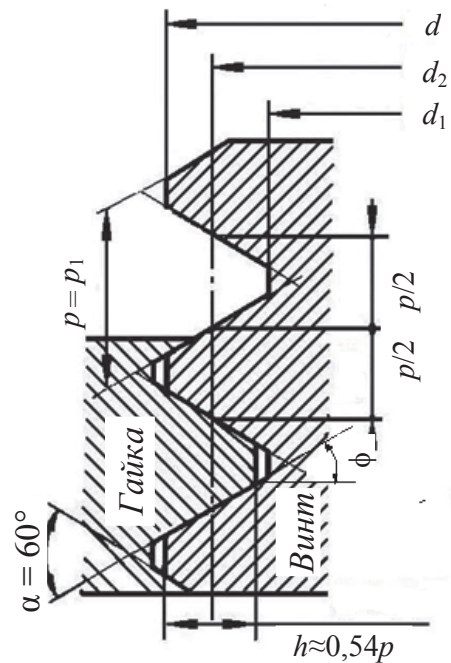


Рис. 4.2. Геометрические параметры однозаходной резьбы:

d — наружный диаметр; d_1 — внутренний диаметр; d_2 — средний диаметр;
 h — рабочая высота профиля; p — шаг;
 p_1 — ход (для однозаходной резьбы $p_1 = p$, для многозаходной $p_1 = np$, где n — число заходов); α — угол профиля; ϕ — угол подъема винтовой линии
 $\operatorname{tg} \phi = P_1 / \pi d_2 = nP / \pi d_2$

рушает соединение и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания весьма важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при работе соединений в условиях вибрации, переменных и ударных нагрузок. Вибрации понижают трение и нарушают условия самоторможения в резьбе.

При завинчивании гайки или винта ключом создают момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = T_T + T_P,$$

где T_T — момент сил трения на опорном торце гайки; T_P — момент сопротивления в резьбе.

Момент сопротивления в резьбе

$$T_P = 0,5 F_t d_2,$$

где F_t — окружная сила сопротивления, $F_t = F \operatorname{tg}(\phi + \phi')$, здесь F — осевая сила; ϕ — угол подъема резьбы; ϕ' — приведенный угол трения в резьбе:

$$\phi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где f' — приведенный коэффициент трения на поверхности контакта; f — коэффициент трения на поверхности контакта.

Момент трения на опорном торце гайки вычисляется по формуле

$$T_T = F_{\text{тр}} R_{\text{ср}} = F f (d_0 + D) / 4,$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения; $R_{\text{ср}}$ — средний радиус опорного торца гайки; f — коэффициент трения на поверхности контакта; d_0 — диаметр отверстия в корпусе под стержень винта; D — наружный диаметр опорной поверхности гайки.

Момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = 0,5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{\text{ср}}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\phi + \phi) \right],$$

где $D_{\text{ср}} = \frac{D + d_0}{2}$ — средний радиус опорного торца гайки.

Момент отвинчивания соответственно рассчитывается по формуле

$$T_{\text{отв}} = 0,5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{\text{сп}}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\varphi - \phi) \right].$$

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{\text{отв}} > 0$. Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\operatorname{tg}(\varphi - \phi) > 0$ или $\varphi > \phi$.

Для крепежных резьб значение угла подъема ϕ лежит в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах 6° ($f \cong 0,1$)... 16° ($f \cong 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы самотормозящие. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

Приведенные выше значения коэффициента трения свидетельствуют о значительных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и особенно при вибрационной нагрузке, вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения, коэффициент трения значительно снижается (до 0,02 и ниже). Условие самоторможения нарушается и происходит самоотвинчивание. Для придания дополнительной прочности соеди-

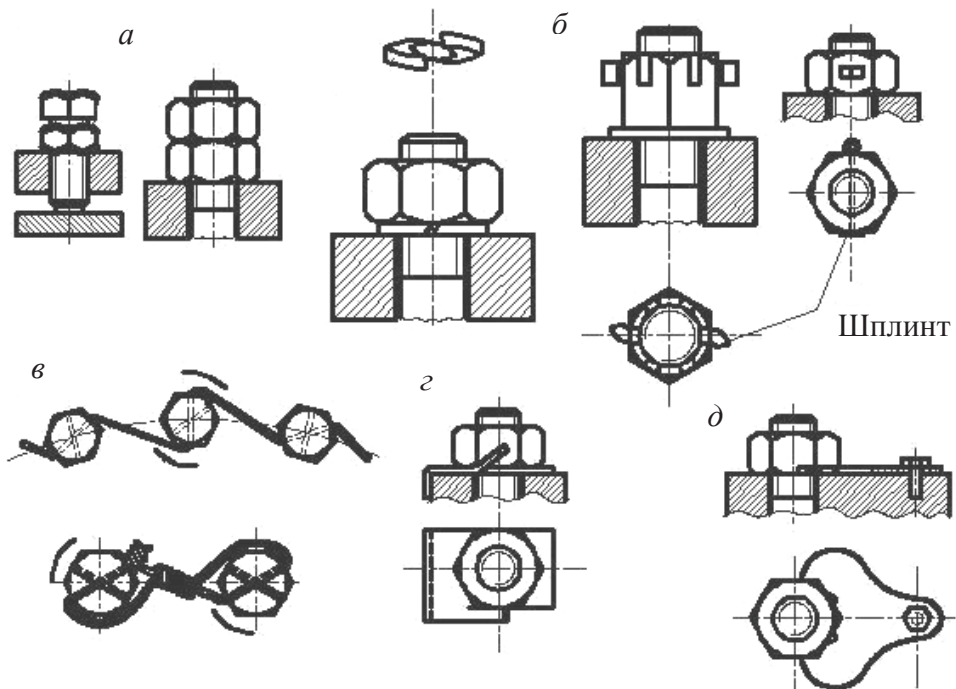


Рис. 4.3. Методы стопорения резьбовых деталей

нениям, в особенности тем, которые испытывают динамическую нагрузку, применяются методы стопорения крепежа.

Методы стопорения (рис. 4.3) разделяются по принципам стабилизации:

- 1) за счет повышения и стабилизации трения в резьбе (контргайка, пружинные шайбы, резьбовые пары с натягом в резьбе — рис. 4.3, а);
- 2) за счет жесткого соединения гайки со стержнем винта (шплинтование или корончатые гайки, прошивка группы винтов проволокой, стопорные шайбы, кернение — рис. 4.3, б, в, г);
- 3) за счет жесткого соединения гайки с деталью (специальные шайбы, накладки, лаки, краски, герметики и т. д. — рис. 4.3, д).

Расчеты на прочность. Материалы и допускаемые напряжения

По характеристикам статической прочности резьбовые детали разделяются на классы прочности и группы.

Для болтов, винтов и шпилек из углеродистых нелегированных и легированных сталей введено 11 классов прочности — от 3.6 до 12.9. Класс прочности обозначается двумя числами, разделенными точкой: первое умножаем на 100 и получаем значение предела прочности в мегапаскалях, второе умножаем на 10 — это отношение предела текучести к пределу прочности в процентах. В табл. 4.1 показана связь между материалами и обозначениями болтов и шпилек.

Таблица 4.1

Рекомендованные классы прочности и марки стали для болтов

Характеристика соединения	Класс прочности	Марка стали
Неответственное	4.6	20
Общего назначения	5.6	30, 35
Средней нагруженности	6.6	45, 40 Г
Высокой нагруженности	12.9	30ХГСА

Для гаек установлено 7 классов прочности — от 4-го до 12-го, число указывает максимальный класс прочности болта, с которым гайка может быть сопряжена.

Деление на группы выполняется по механическим свойствам материалов (жаропрочность, жаростойкость и т. д.).

Основными видами разрушения резьбовых изделий являются разрыв резьбовой части стержня под действием осевой силы и срез витков резьбы. Стандартные резьбовые изделия выполняют равнопрочными на разрыв стержня по резьбе и на срез витков. Поэтому основным критерием расчета является прочность резьбовой части стержня на растяжение, рассчитываемая по σ_T — пределу текучести материала: $[\sigma] = \sigma_T / [S]$.

Значения коэффициента запаса прочности $[S]$ принимаются в зависимости от вида затяжки, материала и диаметра резьбы (табл. 4.2 при неконтролируемой затяжке).

Таблица 4.2

Значения коэффициента запаса прочности σ

Сталь	Резьба	
	M6 — M16	M16 — M30
Углеродистая Легированная	<i>При постоянной нагрузке</i>	
	5—4	4—2,5
Углеродистая Легированная	<i>При переменной нагрузке</i>	
	12—8,5	8,5
Углеродистая Легированная		
	10—6,5	6,5

Примечание. При контролируемой затяжке $S = 1,7 \dots 2,2$ для углеродистых сталей, $S = 2 \dots 3$ для легированных.

Расчет резьбы на прочность

Основные виды разрушения резьб: крепежных — срез витков, ходовых — износ витков. В соответствии с этим основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб являются прочность, связанная с напряжениями среза τ , а для ходовых — износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$ (рис. 4.4).

Условие прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

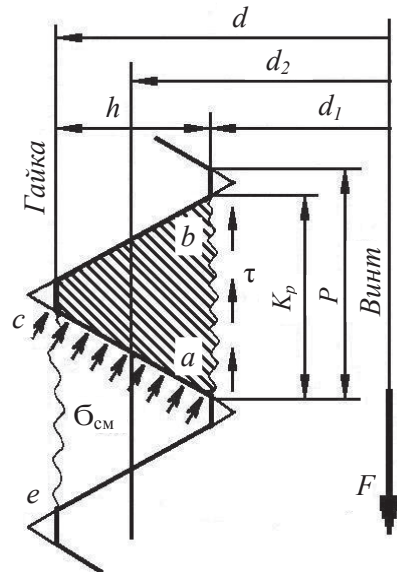


Рис. 4.4. Напряжения в резьбе

где H — высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь; $K = ab/p$ — коэффициент полноты резьбы; K_m — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы.

Условие износостойкости ходовой резьбы проверяется по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число рабочих витков (например, число витков гайки), $z = H/p$.

Расчет прочности единичного болта при разных случаях нагружения

1. Незатянутое болтовое соединение, нагруженное внешней осевой силой (рис. 4.5)

Условие прочности болта в опасном сечении, имеющем наименьший диаметр: $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$, где F — действующее усилие; d_1 — внутренний диаметр резьбы.

2. Затянутое болтовое соединение, не нагруженное внешней осевой силой (рис. 4.6)

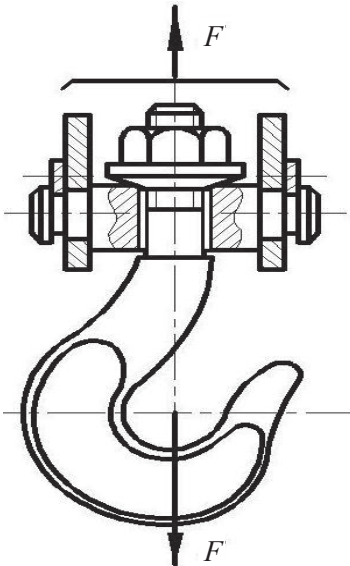


Рис. 4.5. Незатянутое болтовое соединение, нагруженное осевой силой

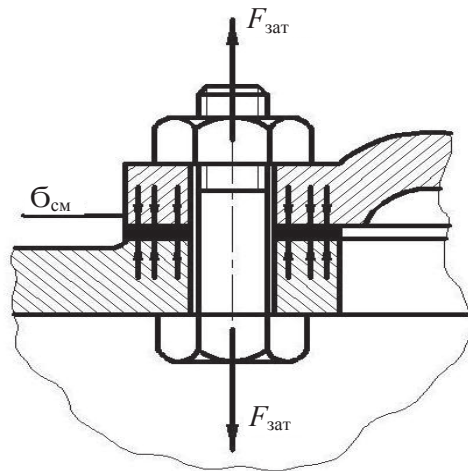


Рис. 4.6. Затянутое ненагруженное болтовое соединение

При затяжке соединения болт испытывает растяжение и кручение.

Напряжения растяжения от усилия затяжки $\sigma = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}$.

Напряжения кручения от момента сопротивления в резьбе

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0,5F_{\text{зат}}d_2 \operatorname{tg}(\phi + \varphi)}{0,2d_1^3}.$$

Прочность болта определяется по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Для стандартных метрических резьб $\sigma_{\text{эк}} \approx 1,3\sigma$, следовательно, эквивалентные напряжения можно рассчитать по упрощенной формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

3. Предварительно затянутое болтовое соединение, нагруженное внешней осевой силой (рис. 4.7)

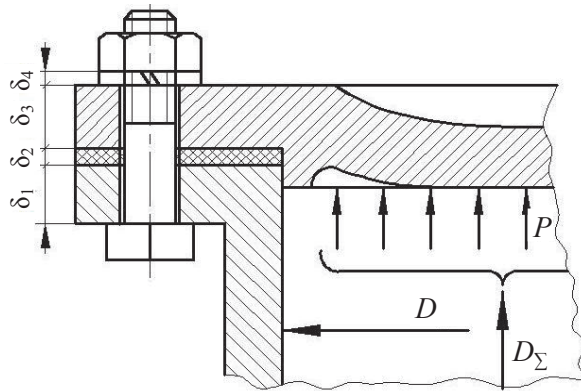


Рис. 4.7. Предварительно затянутое болтовое соединение, нагруженное внешней нагрузкой, раскрывающей стык деталей

В этом случае затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Условие нераскрытия стыка $F_{\text{ст}} > 0$.

Условие равенства деформаций болта и деталей

$$\Delta = \chi F \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) F \lambda_{\text{д}},$$

где χ — коэффициент внешней нагрузки $\chi = \lambda_d / (\lambda_b + \lambda_d)$ (здесь λ_d — суммарная податливость соединяемых деталей; λ_b — податливость болта).

Остаточная затяжка стыка от одного болта $F_{ст} = F_{зат} - (1 - \chi)F$.

Затяжка болта определяется как $F_{зат} = K_{зат} F$, где $K_{зат}$ — коэффициент затяжки.

4. Болтовое соединение, нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке

Условием надежности такого соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Соединение может быть выполнено в двух вариантах — с установкой болтов с зазором и без зазора (рис. 4.8, 4.9).

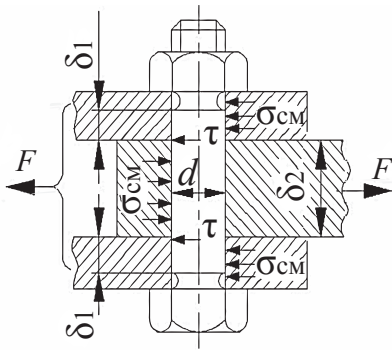


Рис. 4.8. Болтовое беззазорное соединение, нагруженное силами, сдвигающими детали в стыке

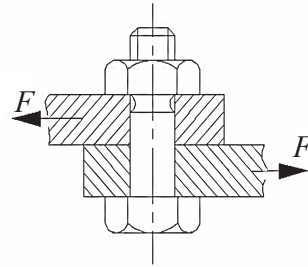


Рис. 4.9. Соединение деталей болтом, установленным с зазором

Стержень болта, установленного без зазора (рис. 4.8), рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Условие прочности по напряжениям среза $\tau = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d^2 i} \leq [\tau]$, где i — число плоскостей среза.

Напряжения смятия на поверхности контакта распределяются неравномерно, в зависимости от точности размеров и формы деталей соединения. Расчет напряжений производят отдельно для средней детали и для крайних деталей, допускаемое напряжение принимается по более слабому материалу болта или детали.

Для средней детали и при соединении только двух деталей $\sigma_{см} = F / (d \delta_2) \leq [\sigma_{см}]$, для крайней детали $\sigma_{см} = F / (2d \delta_1) \leq [\sigma_{см}]$.

Рассмотрим болт, установленный с зазором (рис. 4.9). Внешняя нагрузка уравнивается силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болтов. Внешняя нагрузка не передается на болт. Болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки.

Условие отсутствия сдвига деталей $F \leq iF_{\text{зат}}f$. Необходимая сила затяжки $F_{\text{зат}} = KF / (if)$, где K — коэффициент запаса затяжки; f — коэффициент трения в стыке; i — число плоскостей стыка деталей.

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению.

5. Расчет группы болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта и оценке прочности его по вышеприведенным формулам.

Для расчетов принимаются следующие допущения: поверхности стыка остаются плоским (недеформируемыми) при всех фазах нагружения, что справедливо только для деталей, обладающих достаточной жесткостью; поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей; все болты соединения одинаковы и равно затянуты. С некоторым приближением перечисленные условия справедливы для большинства конструкций. Различают несколько характерных случаев расчета соединений, включающих группу болтов:

1. Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести (рис. 4.10, а).

Этот случай типичен для болтовых соединений круглых и прямоугольных крышек, нагруженных давлением жидкостей или газов. При этом болтам дают затяжку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт: $F = R/z$, где z — число болтов. Расчетную нагрузку болтов определяют по вышеприведенным формулам.

2. Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке (рис. 4.10, б).

Примером служит крепление кронштейна. При расчете соединения силу R заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом. Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы R распределяется по болтам равномерно. Нагрузки от момента (реакции) распределяются по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. В свою очередь, деформации пропорциональны расстояниям болтов от цен-

тра тяжести стыка, который является центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам.

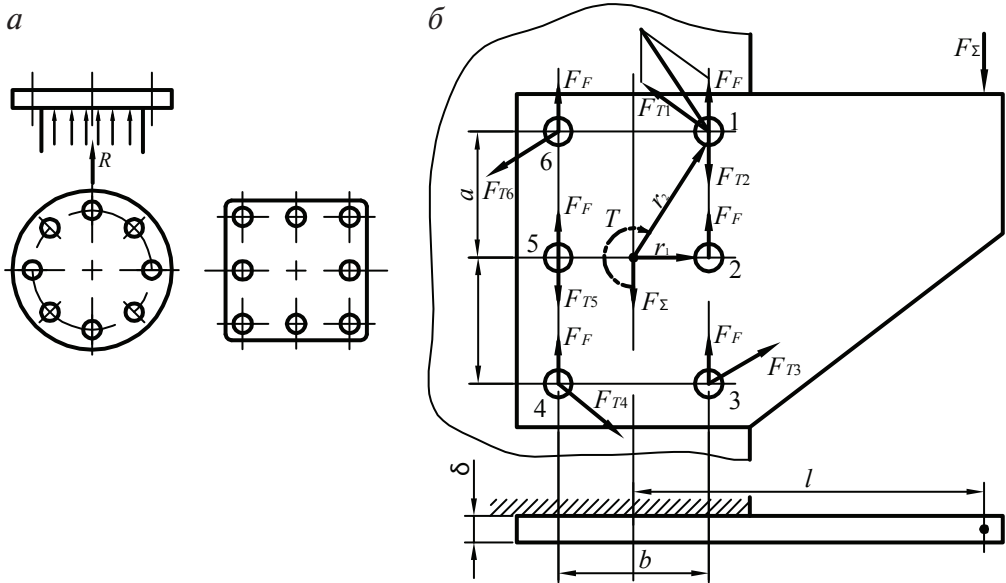


Рис. 4.10. Определение расчетной нагрузки при установке группы болтов:
a — симметричное нагружение; *б* — несимметричное нагружение

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих сил. За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая значения и направление реакций, можно отметить, что наиболее нагруженными являются 1-й и 3-й (реакция близка по направлению) или 2-й (направлены одинаково) болт.

В конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Если болты поставлены без зазора, то нагрузка воспринимается непосредственно болтами и прочность их и деталей рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

Если болты поставлены с зазором, то нагрузка воспринимается силами трения в стыке, для образования которых болтам дают соответствующую затяжку. В этом случае полагают, что равнодействующая сил трения, вызванных затяжкой каждого болта, приложена в центре соответствующего отверстия.

Соединение будет прочным (детали не сдвигаются), если равнодействующая сил трения под каждым болтом не меньше, чем соответству-

ющая равнодействующая сил F_R, F_T . Так как по условию задачи болты затягиваются одинаково, то общую затяжку определяют по наиболее нагруженному болту. Необходимая затяжка болтов $F_{\text{зат}} = KF_{\text{max}}/f$, где $K = 1,3 \dots 2$ — коэффициент запаса, F_{max} — сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт. Прочность болтов рассчитывается по формуле эквивалентных напряжений.

Прочность болта при статических нагрузках

При статических нагрузках прочность болта в соединении типа фланцевых в резервуарах, работающих под давлением, оценивают по формуле

$$\sigma = \frac{4 \cdot 1,3 F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

Здесь коэффициент 1,3 по-прежнему учитывает напряжение кручения, которое может возникнуть при затяжке соединения под нагрузкой.

Прочность болта при переменных нагрузках

В этом случае полное напряжение $\sigma_{\text{max}} = \sigma_m \pm \sigma_a$ в болте можно раз-

делить на постоянное $\sigma_m = \frac{F_{\text{зат}} + \frac{F_6}{2}}{A_6}$ и переменное $\sigma_a = \frac{F_6}{2A_6}$.

Запас прочности по переменным напряжениям подсчитывают по формуле из курса сопромата

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \phi_\delta \sigma_m} \geq [S],$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала болта; K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (определяется при испытании затянутой резьбовой пары); ϕ_δ — коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжения.

Запас статической прочности по текучести материала проверяют по формуле

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{max}}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S_T].$$

Прочность болта при высоких температурах

При высоких температурах в болтовом соединении могут возникать дополнительные температурные нагрузки. Эти нагрузки возникают в том случае, когда температурные коэффициенты линейного расширения материала болта и соединяемых деталей неодинаковы. Температурные нагрузки подсчитывают по условию совместности деформаций болта и деталей, которые рассматривают в курсе сопротивления материалов.

Температурные напряжения в болтах понижают путем применения материалов с близкими коэффициентами линейного расширения или постановки упругих прокладок, упругих болтов и шайб.

При температурах свыше $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ для легких сплавов и свыше $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ для конструкционных сталей в затянутых соединениях становятся существенными явления релаксации и заедания. Релаксация связана с ползучестью материала при высоких температурах, она проявляется в постепенном ослаблении затяжки соединения, при этом нарушается одно из главных условий прочности и герметичности соединения. Для уменьшения релаксации необходимо повышать упругую податливость деталей соединения, применять материалы с высоким пределом ползучести (например, хромистые и хромоникелевые стали), снижать допускаемые напряжения для болтов.

После некоторого времени работы при высоких температурах наблюдается заедание в резьбе, которое проявляется в том, что гайку не удастся отвинтить или она отвинчивается с большим трудом, а резьба портится и разрушается. Для борьбы с заеданием необходимо изготавливать гайки из материалов, обладающих высоким температурным коэффициентом линейного расширения по сравнению с материалом винта, — перлитного чугуна, бронзы, латуни, жаропрочных сталей; применять покрытия — омеднение или хромирование резьбы; применять более крупные резьбы с зазором по среднему диаметру.

4.2. Заклепочные соединения

Заклепочные соединения относят к категории неразъемных. В большинстве случаев соединения такого типа применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей, в авиа- и судостроении —

для корпусов, обшивки фюзеляжа, в общем машиностроении — соединения элементов рам, зубчатых венцов к дискам колес и т. д.

Заклепочные соединения обеспечивают прочное плотное соединение деталей, дают возможность соединения деталей из несвариваемых материалов или материалов, нагрев которых недопустим, надежно работают при ударных и вибрационных нагрузках. Однако происходит ослабление деталей отверстиями при образовании соединения, а также есть недостатки и в процессе изготовления: трудность автоматизации процесса склепывания и высокий уровень шума при работе с пневмоинструментом.

Соединение образуется путем расклепывания стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис. 4.11).

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии. Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Относительному сдвигу деталей оказывает сопротивление стержень заклепок и частично силы трения в стыке.

Отверстие в деталях продавливают (толщина листов до 25 мм) или сверлят. Сверление менее производительно, но обеспечивает повышенную прочность. При продавливании листы деформируются, по краям отверстия появляются мелкие трещины, а на выходной стороне отверстия образуется острая кромка, которая может вызвать подрез стержня заклепки. Поэтому продавливание сочетают с последующим разрезыванием.

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным способом (пневматическими молотками, прессами и т. д.).

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы

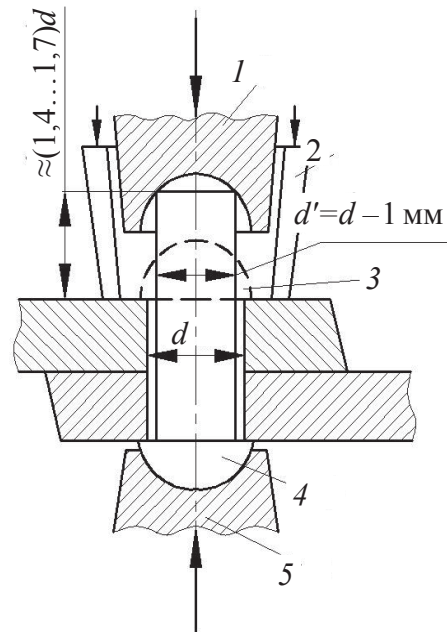


Рис. 4.11. Образование заклепочного соединения:

1 — обжимка; 2 — прижим при машинной клепке; 3 — замыкающая головка; 4 — закладная головка; 5 — поддержка

(рис. 4.12). Если нет доступа к замыкающей головке (например, пустотелое крыло самолета), то применяют заклепки для односторонней клепки (рис. 4.12, *д*) — замыкающая головка образуется при протягивании конической оправки через коническое отверстие заклепки — и (рис. 4.12, *е*) взрывом заряда.

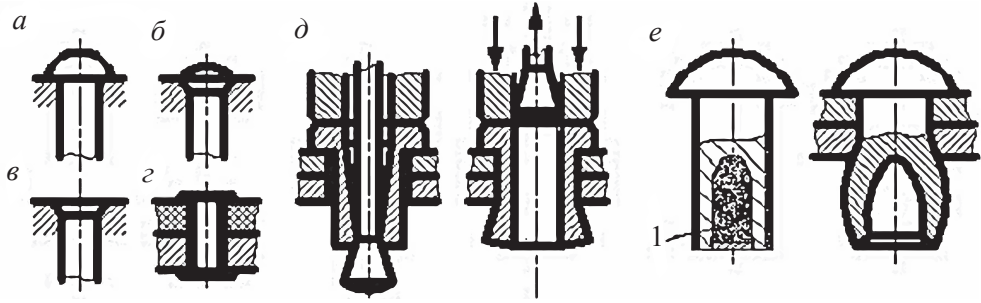


Рис. 4.12. Основные типы заклепок:

а — с полукруглой головкой; *б* — полупотайная; *в* — потайная; *г* — трубчатая или пустотелая; *д* — для односторонней клепки; *е* — для заклепывания взрывом (1 — порох)

Стальные клепки малого диаметра (до 10 мм) и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева — холодная клепка. Стальные заклепки диаметром более 10 мм ставят горячим способом — горячая клепка. Нагрев заклепок перед постановкой облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (достигается лучшее заполнение отверстия и повышенный натяг в стыке деталей, связанный с тепловыми деформациями при остывании).

По конструктивному признаку различают заклепочные соединения внахлестку и встык, однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные.

По назначению заклепочные соединения разделяют на прочные (в металлоконструкциях), прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением) и плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Каждая заклепка имеет свою зону действия D , на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным. Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

Расчет на прочность элементов заклепочного шва

Условия нагружения заклепок подобны условиям нагружения болтов, поставленных без зазора. Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы, которые определяют прочность по напряжениям среза.

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau],$$

где i — число плоскостей среза и смятия.

Напряжения смятия для средней детали $\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d\delta} \leq [\sigma_{\text{см}}]$, для крайней детали $\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{\text{см}}]$.

При расчетах заклепочных соединений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распространяется равномерно между всеми заклепками шва, силы трения в стыке не учитывают.

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать параметры в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля. При этом расчет приобретает проверочный характер.

В соединениях широких листов (рис. 4.13) за расчетную нагрузку принимают силу F_t , действующую на фронте одного шага t . При этом значение F_t обычно определяется по напряжениям растяжения в сечении листа, не ослабленном отверстиями под заклепки: $F_t = \sigma' t \delta$, отсюда $\sigma' = \frac{F_t}{t \delta}$.

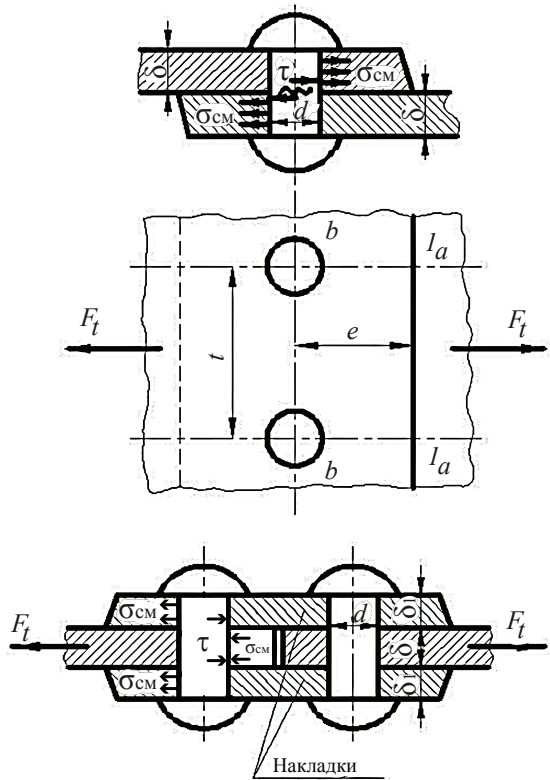


Рис. 4.13. Напряжения в заклепочных соединениях

Прочность листа в сечении, ослабленном заклепками,

$$\sigma = \frac{F_t}{(t-d)\delta} \leq [\sigma].$$

Отношение $\frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{t-d}{t} = \phi$ называют коэффициентом прочности за-

клепочного шва. Значение ϕ показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Для увеличения значений ϕ применяют многорядные и многосрезные швы.

4.3. Вальцовочные соединения

Вальцовочное соединение представляет собой прочноплотное закрепление трубы в отверстии трубной доски, достигаемое раздачей конца трубы до возникновения напряженного контакта между стенками трубки и отверстия. При вальцевании в стенке трубки возникают напряжения, превышающие предел текучести материала. В материале стенки и трубной доски возникают как упругие, так и пластические (остаточные) деформации, и результат этого — остаточные радиальные напряжения. Эти напряжения создают на наружной поверхности трубы обжимающее усилие, которое противодействует вырывающему усилию, которое может возникать при появлении продольных сжимающих или растягивающих сил на трубках (рис. 4.14).

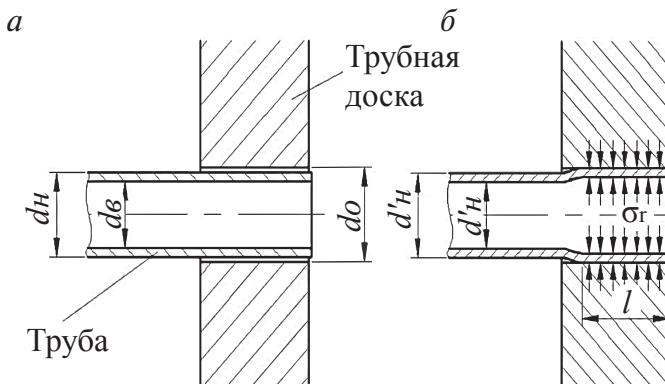


Рис. 4.14. Вальцовочное соединение:

a — до вальцевания; *б* — после развальцовки

Вальцевание может быть выполнено механическим способом, взрывом, электронно-гидравлическим способом.

Прочность и плотность вальцовочных соединений, обусловленные остаточными радиальными напряжениями в упругопластической зоне деформации их материала, в значительной степени определяются конструктивными особенностями. Значения этих напряжений для соединения зависят от степени развальцовки и механических свойств металла трубы и трубной доски. Как показывают многочисленные исследования и производственный опыт, с увеличением степени развальцовки радиальные напряжения, а следовательно, плотность и прочность соединения сначала возрастают, а затем, после некоторого стабильного интервала, снижаются.

Основным критерием оценки качества вальцовочных соединений является степень развальцовки:

$$\varepsilon = \frac{(d'_n - d_b) - (d_0 - d_n)}{d_0} \cdot 100 \, \%.$$

Для различных сочетаний материалов труб и трубных досок существуют различные значения степени развальцовки (табл. 4.3).

Таблица 4.3

Материал трубки	Материал трубной доски	Степень развальцовки, %
Латунь	Углеродистая сталь	0,6–2,7
Мельхиор	Латунь	0,5–2,7
Титан	Титан	0,7–1,7

Под прочностью вальцовочного соединения понимают его способность противостоять действию сил, стремящихся сдвинуть трубу относительно трубной решетки. Для гладкого вальцовочного соединения без выступающего конца трубы сопротивление ее вырыванию приближенно можно оценить выражением

$$P_b = \pi d'_n l f_t \sigma_r,$$

где d'_n — наружный диаметр трубы после развальцовки; l — длина вальцовочного пояса; f_t — коэффициент трения в сопряжении трубы с трубной решеткой; σ_r — остаточные радиальные напряжения на сопрягаемых поверхностях трубы и трубной доски.

Опытным путем было установлено, что при используемых способах вальцовки усилия, выжимающие развальцованный конец трубки из отверстия в доске, составляют в среднем 70 % усилия, необходимого для ее обрыва:

$$P_{\text{обр}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2) \sigma_{\text{в}}, \quad P_{\text{в}} \approx 0,7 P_{\text{обр}}.$$

Плотность и прочность вальцовочных соединений зависят от многих конструктивных и технологических факторов. К конструктивным относятся физико-механические свойства сопрягаемых материалов труб и трубных досок, диаметр соединений, их число в трубной решетке, шаг между ними, длина вальцовочного пояса, к технологическим — исходные зазоры в соединениях, под развальцовку, состояние сопрягаемых поверхностей труб и отверстий, степень развальцовки труб.

4.4. Сварные соединения

Сварное соединение образуется путем сваривания материалов деталей в зоне стыка и не требует никаких вспомогательных элементов. Прочность соединения зависит от однородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны.

Применяемые в современном машиностроении виды сварки весьма разнообразны. Каждый из них имеет свои конкретные области применения. Из всех видов сварки наиболее широко распространена электрическая. Различают два основных вида электросварки — дуговую и контактную.

Электродуговая сварка основана на использовании теплоты электрической дуги для расплавленного металла. Для защиты расплавленного металла от вредного действия окружающего воздуха на поверхность электрода наносят толстую защитную обмазку, которая выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивается повышение качества металла сварного шва, механические свойства которого могут резко ухудшиться под влиянием кислорода и азота воздуха.

Основным видом автоматической сварки является сварка под флюсом, производительность которой более чем в 10 раз выше ручной.

Повышение производительности достигают путем применения тока силой 1000–3000 А вместо 200–500 А при ручной сварке. Это обеспечивает более рациональное формирование шва и повышает скорость сварки.

При ручной сварке образование шва достигается в основном за счет металла электрода, при автоматической сварке шов формируется в значительной степени за счет расплавления основного металла. Это не только сокращает время, но и значительно снижает расход электродного материала. Автоматическая сварка под слоем флюса обеспечивает высокие, и что особенно важно, однородные, не зависящие от индивидуальных качеств сварщика механические свойства соединений.

Для соединения деталей большой толщины предназначена электрошлаковая сварка, при которой источником нагрева служит теплота, выделяющаяся при прохождении тока от электрода к изделию через шлаковую ванну. Толщина свариваемых деталей практически не ограничивается. Электрошлаковая сварка позволяет заменить сложные, цельнолитые и цельнокованные конструкции сварными из отдельных простых отливок, поковок и листов, что значительно облегчает и снижает стоимость производства. Эта сварка применяется и для чугуновых отливок.

Контактная сварка основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей и осуществляется несколькими способами (стыковая, точечная, шовная, роликовая). При стыковой сварке через детали пропускают ток, сила которого достигает несколько тысяч ампер. Основное количество теплоты выделяется в месте стыка, где имеется наибольшее сопротивление, металл в этой зоне разогревается до пластического состояния или даже до поверхностного оплавления. После отключения тока разогретые детали сдавливают с некоторой силой — происходит сварка металла деталей по всей поверхности стыка.

Точечную и шовную сварку применяют в нахлесточных соединениях преимущественно для листовых деталей толщиной не более 3–4 мм и тонких стержней арматурных сеток. В отличие от точечной шовная сварка образует герметичное соединение.

Применяют также следующие виды сварки: ацетилено-кислородная, газопрессовая, термитная, сварка трением, сварка взрывом, индукционная, диффузионная, электронно-лучевая, плазменно-лучевая, ультразвуковая, лазерная и др.

Сварное соединение является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к целым. При сварном соединении обеспечиваются условия равнопрочности, снижения массы и стоимости изделия. Сварку применяют не только как способ соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей. Сварочный процесс экономичен, обеспечивает плотность и герметичность соединения. Но из-за сложности контроля качества сварного шва и неравномерности прогрева возможно получение скрытых дефектов шва, коробление деталей. Кроме того, применение сварных соединений ограничено в условиях переменных нагрузок.

Основные виды сварных соединений показаны на рис. 4.15.

В зависимости от типа сварного шва различают соединения со стыковыми швами (стыковые и тавровые — рис. 4.15, *а, г*) и с угловыми швами (нахлесточные, тавровые, угловые — рис. 4.15, *б–г*). Валиковые угловые швы треугольного профиля делают прямыми, выпуклыми и вогнутыми. Чаще всего применяют прямой (нормальный) шов. Основной размерной характеристикой угловых швов является расчетный катет.

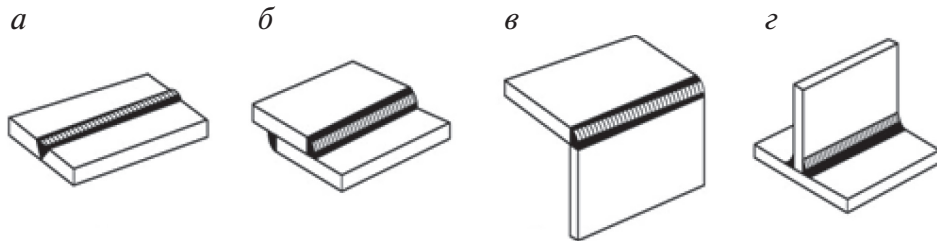


Рис. 4.15. Виды сварных соединений:

а — стыковые; *б* — нахлесточные; *в* — угловые; *г* — тавровые

Среди видов сварных соединений наиболее простые и прочные — стыковые.

Недостаток нахлесточных соединений состоит в том, что под действием растягивающих или сжимающих усилий они подвергаются изгибу моментом, приблизительно равным произведению действующей силы на сумму полутолщин свариваемых листов, и деформируются.

Производительность сварки из-за наличия двух швов ниже и масса нахлесточных соединений больше, чем стыковых. Соединения с накладками малотехнологичны.

Кромки листов толщиной в среднем менее 8 мм при ручной дуговой сварке и менее 20 мм при автоматической сварке делают прямыми, перпендикулярными к плоскости листа. Для проварки на полное сечение свариваемые детали собирают с зазором 1–2 мм, заполняемым при сварке жидким металлом.

При большей толщине необходима разделка кромок, заключающаяся чаще всего в снятии фасок, цель — создать сварочную ванну и обеспечить проплавление на полное сечение.

Следует соблюдать **правила конструирования сварных соединений**:

1. Применять наиболее простые и производительные способы сварки.
2. Обеспечивать удобный подход электродов к сварному шву.
3. Избегать совмещения швов. Сводить к минимуму количество наплавляемого металла.
4. Избегать сварки массивных деталей с тонкими. Придавать свариваемым кромкам примерно одинаковое сечение.
5. Предусматривать взаимную фиксацию соединяемых деталей в целях устранения сварочных приспособлений.
6. Избегать трудоемкой разделки кромок. Сварочные ванны образовывать путем смещения свариваемых деталей.
7. Подвергать разделке детали, наиболее просто поддающиеся механической обработке.
8. Устранять подгонку заготовок по контуру соединения. Упрощать форму заготовок.
9. Унифицировать заготовки.
10. При сварке тонкостенных материалов шире применять гнутые и штампованные элементы, увеличивающие жесткость конструкции.
11. Предупреждать пережог и оплавление тонких кромок в зоне сварного шва.
12. Отдалять обработанные поверхности от сварочной зоны. Точные поверхности обрабатывать после сварки.
13. При сварке замкнутых полостей предупреждать коробление стенок в результате вакуума при остывании.
14. Не соединять сваркой детали, закаленные и подвергнутые химико-термической обработке, так как при нагреве теряется эффект термообработки.

Расчеты на прочность

Прочность сварных соединений повышают либо конструктивными мерами: рациональное расположение швов относительно действующих усилий, целесообразная форма швов, — либо технологическими приемами: защита шва от внешних воздействий при сварке, термическая обработка, упрочняющая обработка.

Стыковое соединение. Оно может разрушаться непосредственно по шву, по месту сплава металла шва с металлом детали или по сечению самой детали в зоне термического влияния. Зонай термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Понижение механических свойств в зоне термического влияния

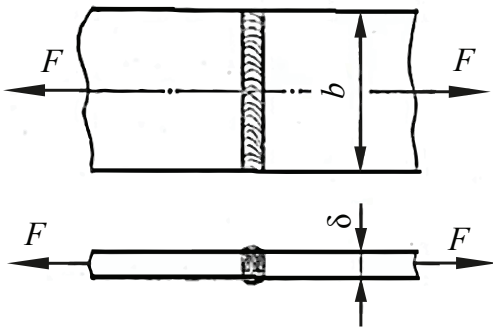


Рис. 4.16. Стыковое соединение

особенно значительно при сварке термически обработанных, а также наклепанных сталей. Для таких соединений рекомендуют термообработку и наклеп после сварки. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет

прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений. Напряжения при расчете полосы, сваренной встык (рис. 4.16), рассчитываются так:

- 1) на растяжение $\sigma = F / A = F / (b\delta) \leq [\sigma']$;

- 2) на изгиб $\sigma = M / W = 6M / (b\delta^2) \leq [\sigma']$,

где b и δ — ширина и толщина полосы; $[\sigma']$ — допускаемые напряжения для сварных соединений.

Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению на растяжение $[\sigma_p]$ для основного металла детали является коэффициентом прочности сварного соединения:

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma_p]}.$$

Значение ϕ колеблется в пределах $0,9-1,0$, т. е. стыковое соединение почти равнопрочно с соединяемыми деталями.

Нахлесточное соединение. Основные геометрические характеристики углового шва (рис. 4.17, *з*) — катет k и высота h , где для нормального шва $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$.

В зависимости от расположения различают швы (рис. 4.17) лобовые, фланговые, косые. Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированные соединения фланговыми и лбовыми швами.

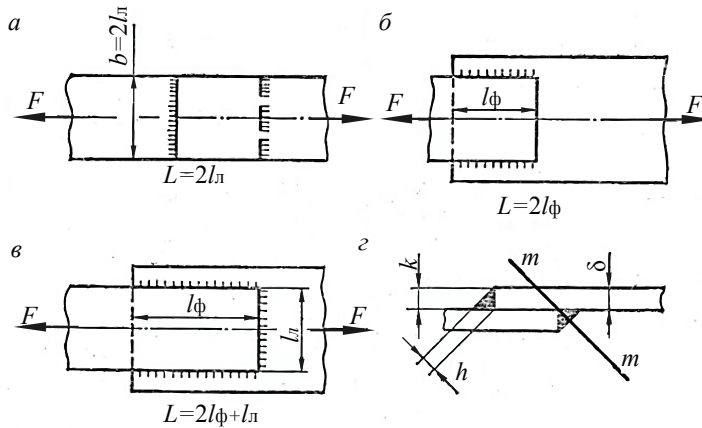


Рис. 4.17. Нахлесточное соединение:

а — лобовым швом; *б* — фланговым швом; *в* — комбинированное;
г — параметры углового шва

Фланговые швы. Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения τ в сечении $m-m$. По длине шва напряжения распределены неравномерно, и эта неравномерность возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей.

На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l \leq 50k$. Расчет таких швов выполняют приближенно по среднему напряжению, а условия прочности записывают в виде $\tau = F / (2l \cdot 0,7k) \leq [\tau']$.

Если соединение нагружено моментом, то напряжения от момента распределяются по длине шва неравномерно. Неравномерность распределения тем больше, чем больше l/b . В общем случае максимальные напряжения можно определить по формуле $\tau = M / W_p$, где W_p — полярный момент сопротивления швов в плоскости разрушения.

Для сравнительно коротких швов ($l < b$), распространенных на практике, применяют приблизительный расчет по формуле $\tau = M / (h l b) \leq [\tau']$.

При выводе этой формулы условно полагают, что напряжения направлены вдоль шва и распределены по длине шва равномерно.

Лобовые швы. Напряженное состояние лобового шва неоднородно, поэтому существует также ограничение на длину лобового шва — не менее 30 мм. Наблюдается значительная концентрация напряжений, связанная с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки. Основными являются касательные напряжения τ в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости. По принятому в инженерной практике методу лобовые швы рассчитывают только по τ . За расчетное сечение, так же как и во фланговых швах, принимают сечение по биссектрисе $m-m$. Разрушение швов именно по этому сечению подтверждает практика. При этом $\tau = F / (h l b) \leq [\tau']$.

Если лобовой шов нагружен моментом, напряжения τ по торцу полосы распределяются подобно тому, как распределяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки при изгибе.

Переходя к ранее рассмотренному условному расчету лобовых швов по касательным напряжениям, получаем

$$\tau = M / W = 6M / (h b^2) \leq [\tau'] .$$

Комбинированные соединения лбовыми и фланцевыми швами рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов:

$$\tau = F / (0,7k(2l_{\phi} + l_{\text{л}})) \leq [\tau'] .$$

При расчете таких соединений значение касательных напряжений от момента M может быть определено по полярному моменту опасного сечения швов. В приближенных расчетах полагают, что сопротивление комбинированного шва равно сумме сопротивлений составляющих швов или $M = M_{\phi} + M_{\text{л}}$, где M_{ϕ} и $M_{\text{л}}$ — моменты, воспринимаемые фланговым и лбовым швами.

Если учесть, что по условиям равнопрочности необходимая длина фланговых швов l_{ϕ} в комбинированных соединениях не превосходит $0,5l_{\text{л}}$, то можно считать, что $M_{\phi} = \tau_{\phi} h l_{\phi} l_{\text{л}}$, а $M_{\text{л}} = \tau_{\text{л}} h l_{\text{л}}^2 / 6$. Место пересечения швов принадлежит и лбовому, и фланговому швам. Здесь

$\tau_{\phi} = \tau_{\lambda}$. Обозначая это напряжение через τ_M , после подстановки и преобразования получим $\tau_M = M / (l_{\phi} l_{\phi} h + l_{\lambda}^2 h / 6)$.

Напряжения в швах от действия силы F определяют по формуле $\tau_F = F / (h(2l_{\phi} + l_{\lambda})) \leq [\tau']$.

Суммарное максимальное напряжение $\tau = \tau_M + \tau_F \leq [\tau']$.

Допускаемые напряжения в сварных соединениях

Допускаемые напряжения в сварных швах, полученных дуговой или стыковой контактной сваркой при статической внешней нагрузке назначают в долях от допускаемых напряжений растяжения $[\sigma_p]$ для основного металла. В табл. 4.4 показано изменение прочности сварного соединения в зависимости от вида сварки и шва.

Таблица 4.4

Допускаемые напряжения в сварных швах

Вид швов	Характеристика напряженного состояния	Сварка автомат, полуавтомат, ручная электродами марок Э42 А, Э50 А	Сварка ручная электродами Э42, Э50
Стыковые	Сжатие	$[\sigma'_{сж}] = [\sigma_p]$	$[\sigma'_{сж}] = [\sigma_p]$
	Растяжение	$[\sigma'_{сж}] = [\sigma_p]$	$[\sigma'_{сж}] = 0,9[\sigma_p]$
	Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma_p]$	$[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$
Угловые	Срез	$[\tau'] = 0,65[\sigma_p]$	$[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$

Примечание. $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$, где $[s] = 1,35 \dots 1,6$ для углеродистых и $[s] = 1,5 \dots 1,7$ для легированных сталей.

Контрольные вопросы

1. Обоснуйте выбор крепежных деталей: болта, шпильки, винта.
2. Как осуществляется стопорение резьбовых соединений?
3. Что такое релаксация напряжений и при каких условиях она проявляется?
4. В чем особенность резьбового соединения, если болт поставлен без зазора?
5. Почему при соединении листовых деталей корпусов применяются заклепочные соединения?

6. Можно ли получить качественное вальцовочное соединение из любых материалов или только из определенных и почему?
7. Что такое зона термической усталости?
8. Можно ли нахлесточное соединение нагружать изгибающим моментом?
9. Какое из сварных соединений является наиболее прочным?

5. Конструирование соединений для передачи крутящих моментов

Различают два основных способа передачи крутящих моментов — жесткий и фрикционный. При первом способе крутящий момент передается жесткими элементами, работающими на срез, изгиб или смятие; при втором — силами трения, возбуждаемыми на цилиндрических, конических или торцовых поверхностях вала.

Главные виды **жестких соединений** — шпоночные, шлицевые, призматические, профильные, штифтовые, фланцевые. К **фрикционным** относятся соединения пресовые, конусные, соединения пружинными кольцами, клеммовые соединения.

Применяют также сочетание обоих способов. Нагружаемость жестких соединений увеличивают введением трения путем осевой или радиально-осевой затяжки. Для страховки от проворачивания, а также для фиксации деталей в определенном угловом положении во фрикционные соединения вводят жесткие элементы, например шпонки.

5.1. Шпоночные соединения

Шпонки используют в малонагруженных соединениях, преимущественно в изделиях мелкосерийного производства.

Достоинства шпоночных соединений — это простота конструкции, сравнительно невысокая стоимость изготовления, легкость монтажа и демонтажа.

Недостатками являются малая несущая способность соединения, ослабление вала шпоночным пазом, концентрация напряжений из-за неблагоприятной формы шпоночных пазов, низкая технологичность. Шпонки сильно ослабляют полые валы, у которых отношение диаме-

тра отверстия к диаметру вала $d / D > 0,6$. Применение силовых шпонок на таких валах почти исключается.

В крупносерийном и массовом производстве в ответственных соединениях, нагруженных большими крутящими моментами, работающими при циклической нагрузке, шпоночные соединения уступили место более современным шлицевым соединениям.

Различают напряженные шпоночные соединения (клиновые и тангенциальные шпонки) и ненапряженные (призматические и сегментные, цилиндрические шпонки).

Соединение клиновыми шпонками характеризуется свободной посадкой ступицы на вал (с зазором), расположением шпонки в пазе с зазором по боковым граням (рабочими являются широкие грани шпонки). Силы трения, которые образуются в соединении от запрессовки шпонки, передают вращающий момент от вала к ступице.

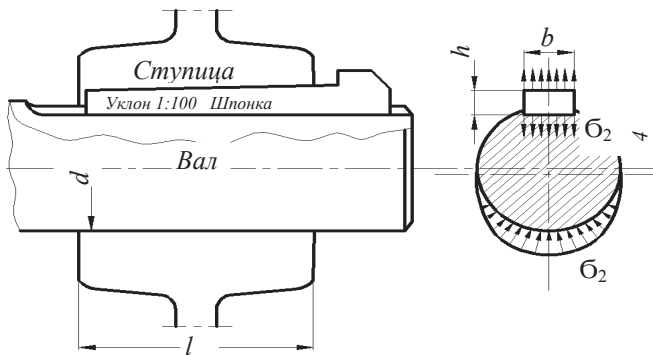


Рис. 5.1. Соединение деталей клиновой шпонкой

Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на некоторое значение, равное половине зазора посадки и деформации деталей. Это смещение вызывает дисбаланс и неблагоприятно сказывается на работе механизма при больших частотах вращения. Клиновая форма шпонки может вызвать перекося детали, при котором ее торцовая плоскость не будет перпендикулярна оси вала. Обработка паза в ступице с уклоном, равным уклону шпонки, создает дополнительные технологические трудности и часто требует индивидуальной пригонки шпонки по пазу. Такая пригонка недопустима в условиях массового производства. Этот недостаток послужил причиной того, что применение клиновых шпонок в настоящее время сокращено.

Соединение призматическими шпонками (рис. 5.2) ненапряженное, требует изготовления вала и отверстия с большой точностью. Во многих случаях посадка ступицы на вал производится с натягом.

Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия, а в продольном сечении шпонки — напряжения среза.

Для упрощения расчета допускают, что шпонка врезана в вал на половину своей высоты, напряжения смятия распределены равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений $\approx d/2$.

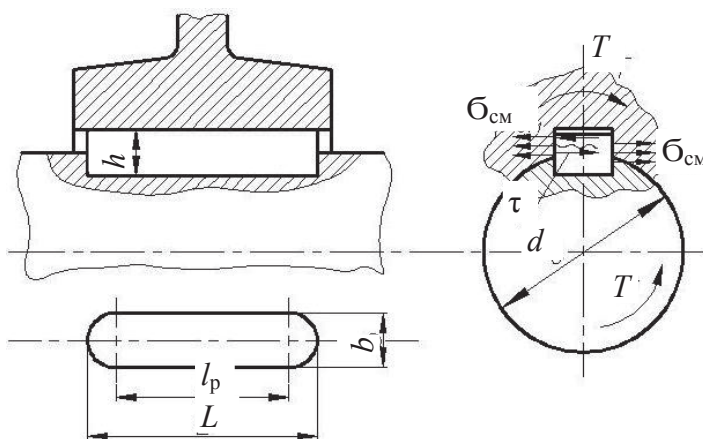


Рис. 5.2. Соединение деталей призматической шпонкой

Условие прочности для призматической шпонки:

$$\sigma_{\text{см}} = 4T / (hl_p d) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$$\tau = 2T / (bl_p d) \leq [\tau].$$

У стандартных шпонок размеры ширины b и высоты h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому при расчетах обычно проверяют только напряжения смятия.

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществлять подвижное в осевом направлении соединение ступицы с валом. Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в подвижном соединении, могут нарушать правильное положение шпонки,

поэтому ее рекомендуется крепить к валу винтами. В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице.

Сегментные (рис. 5.3) и цилиндрические (рис. 5.4) шпонки являются разновидностью призматической шпонки, так как принципы их работы подобны. Глубокая посадка сегментной шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у простой призматической шпонки. Паз на валу выполняют дисковой фрезой, в ступице — протяжкой. Ручная подгонка при установке таких шпонок не требуется. Шпонка в пазу самоустанавливается, не требует дополнительного крепления к валу.

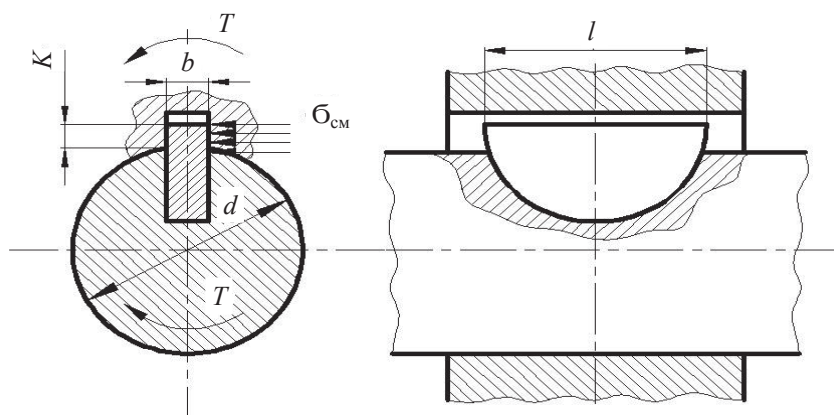


Рис. 5.3. Соединение деталей сегментной шпонкой

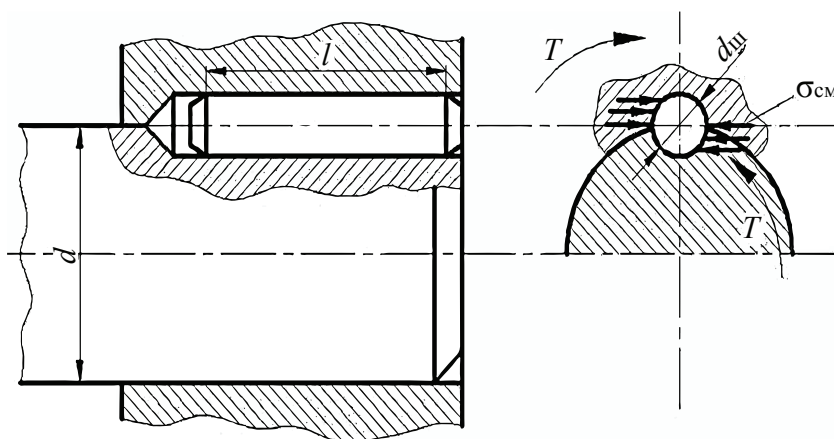


Рис. 5.4. Соединение деталей цилиндрической шпонкой

Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на конце вала.

Условия прочности по аналогии с соединением призматической шпонкой для сегментной:

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / (kld) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

$$\tau_{\text{сегм.сп}} = 2T / (bld) \leq [\tau_{\text{сп}}].$$

При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

Для закрепления деталей на конце вала используется цилиндрическая шпонка или осевой штифт (рис. 5.4). Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180 или 120°.

Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

Условие прочности соединения цилиндрической шпонкой по напряжениям смятия также аналогично призматической:

$$\sigma_{\text{см}} = 4T / (d_{\text{ш}} ld) \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_B не ниже 500 МПа. Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности и материала вала и втулки, типа посадки на вал.

Для неподвижных соединений допускают:

- 1) при переходных посадках $[\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 150$ МПа;
- 2) при посадках с натягом $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \dots 200$ МПа .

Меньшие значения принимают при расчете чугунных ступиц, а также при резких изменениях нагрузки. В подвижных (по оси) соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа. При этом принимают $[\sigma_{\text{см}}] = 20 \dots 30$ МПа .

Допускаемые напряжения для шпонок на срез $[\tau_{\text{ср}}] = 70 \dots 100$ МПа.

Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры b и h берут по справочнику и определяют l . Расчетную длину шпонки округляют до стандартного размера в соответствии с размерами ступицы.

В тех случаях, когда одна шпонка не может передавать заданного момента, устанавливают две или три шпонки. При этом следует учитывать, что постановка нескольких шпонок связана с технологическими затруднениями, а также ослабляет вал и ступицу. Поэтому многошпоночные соединения практически не применяются. Их заменяют зубчатыми соединениями (шлицевыми).

5.2. Шлицевые соединения

Шлицевые соединения образуются при наличии наружных зубьев на валу и внутренних шлицов в отверстии ступицы. Соединение является более технологичным, прочным и обеспечивает соосность соединяемых деталей.

Повышенная прочность их обусловлена следующим:

- 1) элементы, передающие крутящий момент (выступы на валу и в отверстии) выполнены как одно целое соответственно с валом и со стенками отверстия;
- 2) число элементов, передающих крутящий момент, больше, а усилий, действующих на элементы, соответственно меньше;
- 3) концентрация напряжений у основания шлицов меньше, чем в пазах шпоночного соединения.

Достоинства шлицевого соединения: способность точно центрировать соединяемые детали или точно выдерживать направление при относительном осевом перемещении, меньшее число деталей соединения, большая несущая способность, взаимозаменяемость.

В машиностроении применяют шлицы прямоугольного профиля (прямобоочные), эвольвентные, треугольные, трапецеидальные (рис. 5.5).

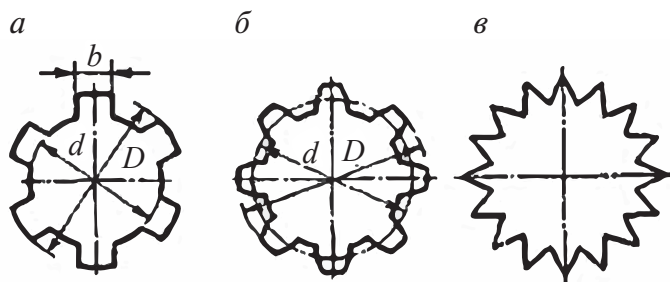


Рис. 5.5. Виды шлицов:

а — прямоугольные; *б* — эвольвентные; *в* — треугольные

Соединения с прямобочными зубьями выполняют с центрированием по боковым граням зубьев (рис. 5.6, *а*), по наружному (рис. 5.6, *б*) или внутреннему (рис. 5.6, *в*) диаметрам вала. Стандартом предусмотрены три серии соединений — легкая, средняя, тяжелая, которые отличаются высотой и количеством зубьев (число зубьев может изменяться от 6 до 20). У соединений тяжелой серии зубья выше, а их количество больше, чем у соединений средней и легкой серии.

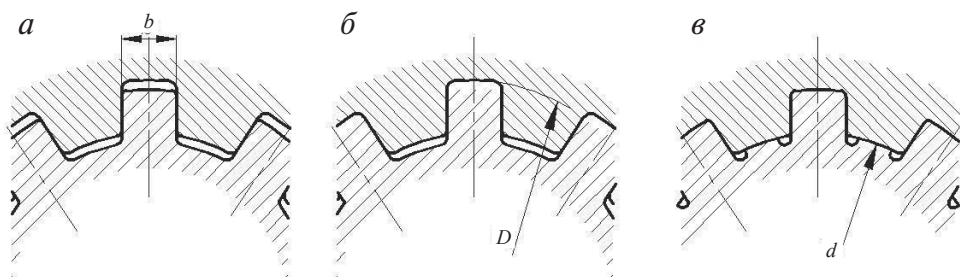


Рис. 5.6. Центрирование соединений с прямобочными шлицами:

а — по боковым граням; *б* — по наружному диаметру; *в* — по внутреннему диаметру

Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрированием по боковым граням обеспечивается более равномерное распределение нагрузки по шлицам, поэтому его применяют при тяжелых условиях работы (большие напряжения, ударные и реверсивные нагрузки).

Диаметр центрирования выбирают исходя из технологических условий. Если твердость материала втулки позволяет осуществлять обработку протяжкой ($HВ < 350$), то рекомендуют центрирование по на-

ружному диаметру. При этом центрирующие поверхности втулки калибруют протяжкой, а вала — шлифованием.

При высокой твердости втулки рекомендуют центрирование по внутреннему диаметру. В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала можно обработать шлифованием.

Соединения с эвольвентными шлицами выполняют с центрированием по боковым граням или по наружному диаметру вала (реже).

Эвольвентные шлицы обладают следующими преимуществами перед прямобочными:

- 1) прочность эвольвентных шлицов выше (на изгиб — благодаря утолщению профиля зуба у основания, на смятие — благодаря числу зубьев по окружности);
- 2) шлицы обрабатываются с высокой точностью на стандартном зуборежущем оборудовании методом обкатывания с помощью червячных фрез, а для коротких валов — с помощью долбяков;
- 3) в противоположность прямобочным зубьям, для изготовления которых требуются отдельные червячные фрезы для каждого размера соединения, эвольвентные шлицы одинакового модуля нарезают одной фрезой;
- 4) при плотной посадке по боковым граням шлицы в значительной мере разгружены от изгиба (стесненный изгиб), соединение работает преимущественно на срез по основанию шлицев.

Эвольвентные шлицы, также как и прямобочные, можно применять в подвижных соединениях.

Соединения с треугольными шлицами нестандартизованы, их применяют в основном как неподвижные при тонкостенных втулках и стесненных габаритах по диаметру. Это соединение имеет большое число зубьев (до 70). Вследствие технологических трудностей треугольные зубья часто заменяют мелкими эвольвентными.

Расчет шлицевых соединений

Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей зубьев (шлицев) смятию и коррозионно-механическому изнашиванию. Коррозионно-механическое изнашивание возникает при очень малых колебательных относительных перемещениях поверхностей. В шлицевых соединениях такие перемещения связаны с деформацией и зазорами.

Расчет шлицевых соединений проводится по ГОСТ 21425—75.

Расчет по напряжениям смятия: допуская равномерное распределение нагрузки между зубьями и по длине зуба, получаем

$$\sigma_{\text{см}} = 2T / (zhd_m l) = T / (S_F l) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число зубьев; h — рабочая высота зубьев (для прямобочных $h = 0,5(D - d) - 2f$, для эвольвентных — $h \cong m$, здесь m — модуль); d_m — средний диаметр (для прямобочных шлицев $d_m = 0,5(D + d)$, для эвольвентных $d_m = zm$); l — рабочая длина зубьев; S_F — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей, $S_F = zhd_m / 2$.

Размеры поперечного сечения зубьев выбираются по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала. Длину зубьев рассчитывают и согласовывают с длиной ступицы.

Неточности расчета, связанные с упрощениями при расчете, компенсируют при выборе допускаемых напряжений смятия.

Расчет по этой формуле является первым этапом проектного расчета, на котором определяют приближенное значение l и разрабатывают конструкцию соединения.

Расчет на изнашивание выполняют по условию

$$\sigma_{\text{см}} = T / (S_F l) \leq [\sigma_{\text{изн}}] K_H / (K_E K_{\text{ос}} K_c),$$

где $[\sigma_{\text{изн}}]$ — условное допускаемое напряжение износа; K_H — коэффициент числа циклов нагружения зубьев соединения за полный срок службы, $K_H = \sqrt[3]{10^8 / N}$, $N = 60tn$ (здесь t — часы, n — мин⁻¹); K_E — коэффициент режима нагрузки, учитывающий влияние непостоянства нагрузки в процессе эксплуатации; $K_{\text{ос}}$ — коэффициент осевой подвижности соединения; K_c — коэффициент условий смазки подвижных соединений.

5.3. Клеммовые соединения

Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д.

По конструктивным признакам различают два основных типа соединений: со ступицей, имеющей прорезь, и с разъемной ступицей (рис. 5.7).

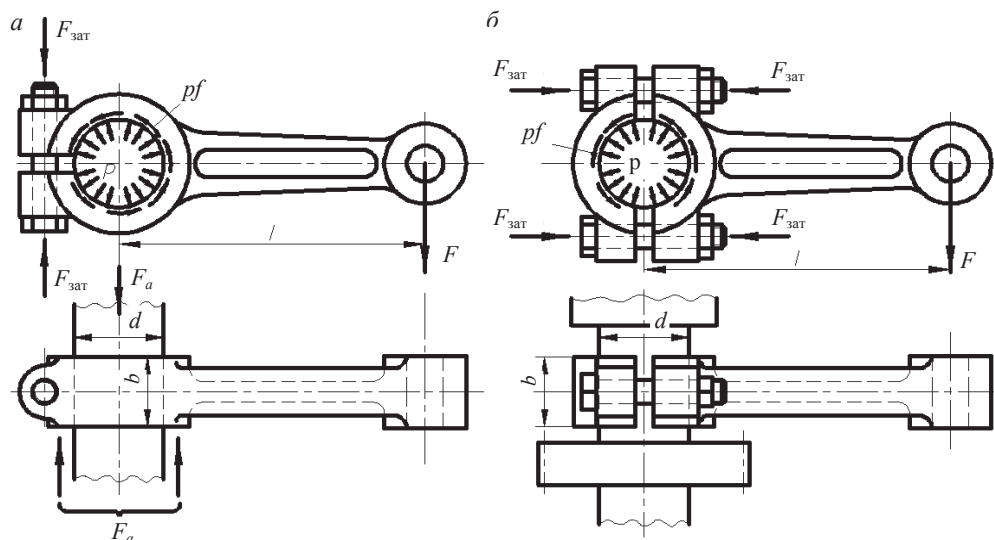


Рис. 5.7. Виды клеммовых соединений:
 а — ступица с прорезью; б — ступица разъемная

Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом появляется возможность устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и расположения на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T = Fl$), так и осевой силой F_a . Поскольку передача нагрузки только силами трения недостаточно надежна, то не рекомендуется применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок.

Для увеличения несущей способности, а также при необходимости точной угловой фиксации соединяемых деталей в клеммовые соединения вводят жесткие элементы, например шпонки. Другой способ жесткой связи — установка клеммовых болтов в полукруглых выемках вала. Болты при этом делают призонными, выемки и отверстия в клемме обрабатывают совместно (развертыванием или протягиванием).

К достоинствам клеммового соединения относится простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. д.).

Расчет на прочность

В зависимости от выполнения клеммового соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рис. 5.8. и 5.9):

1. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором. При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде

$$F_t d = F_n f d \geq T; \quad 2F_n f \geq F_a, \quad (5.1)$$

где F_n — реакция в месте контакта; f — коэффициент трения; F_a — осевая сила.

По условию равновесия любой половины клеммы $F_n = 2F_{\text{зат}}$, где $F_{\text{зат}}$ — сила затяжки болтов. Подставив значение F_n в формулу (5.1), получим

$$2F_{\text{зат}} f d \geq T; \quad 4F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.2)$$

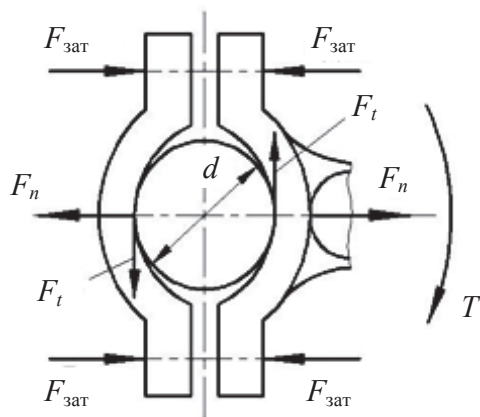


Рис. 5.8. Клемма жесткая

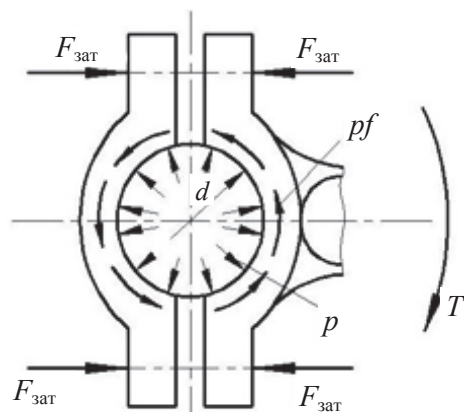


Рис. 5.9. Клемма гибкая

2. Клемма — достаточно гибкая форма сопрягаемых деталей, строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю. В этом случае можно полагать, что давление распределяется равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условия прочности соединения выражаются в виде

$$pf \pi d b d / 2 \geq T; \quad pf \pi d b \geq F_a.$$

Рассматривая равновесие полуклеммы, можно записать

$$2F_{\text{зат}} = \frac{p}{db} \Rightarrow p = \frac{2F_{\text{зат}}}{db}.$$

После подстановки и сокращения получаем

$$\pi F_{\text{зат}} f d \geq T; \quad 2\pi F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.3)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ (сравниваем выражения (5.2) и (5.3)). Первый случай является самым неблагоприятным, а второй — наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует также заметить, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку, при которой обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров. Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5F_{\text{зат}} f d \geq T; \quad 5F_{\text{зат}} f \geq F_a. \quad (5.4)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны среднему значению коэффициентов в формулах (5.2) и (5.3).

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов принято выполнять по формулам (5.4). При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага.

Для определения требуемой силы затяжки болтов преобразуем формулы (5.4) к виду

$$F_{\text{зат}} = KT / (2,5fd); \quad F_{\text{зат}} = KF_a / (5f).$$

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой силы F_a и окружной силы $F_t = 2T/d$. Для такого случая

$$F_{\text{зат}} = K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / (5f).$$

В этих формулах K — коэффициент запаса; z — число болтов, расположенных с одной стороны вала; f — коэффициент трения. Когда найдена $F_{\text{зат}}$, тогда расчет болтов на прочность выполняется по формулам для болтовых соединений.

5.4. Прессовые соединения

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно, без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую. Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия.

После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей (рис. 5.10) становится общим. При этом на поверхностях посадки возникает удельное давление P и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Зашемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединения изгибающим моментом. В инженерной практике такое соединение называют прессовым.

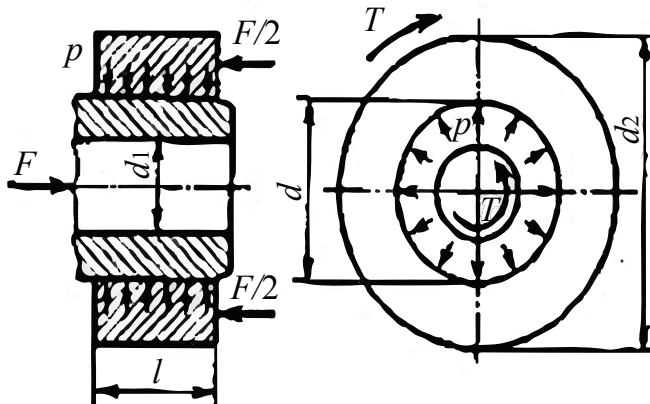


Рис. 5.10. Прессовое соединение

Прессовое соединение относится к группе неразъемных и предварительно напряженных. Разборка соединения затруднена, связана

с применением специальных приспособлений и сопровождается повреждением посадочных поверхностей.

Основные положительные свойства прессового соединения — простота и технологичность, что обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошее центрирование деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенный недостаток прессового соединения — зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету: широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга, влияния рабочих температур на прочность соединения, частоты вращения и т. д. К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия.

С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. д. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов, червячных колес и пр. На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным.

Сборку любого прессового соединения выполняют одним из трех способов: прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.

Прессование — распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей, возникновение неравномерных деформаций деталей и возможность повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводит к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением. Для облегчения сборки и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму.

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до 200–400 °С) или охлаждения вала (твердая углекислота — 79 °С, жидкий воздух — 196 °С). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Необходимую разность температур нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = (N_{\max} + S_0) / (\alpha_t d),$$

где N_{\max} — наибольший натяг посадки; S_0 — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки $H7/g6$); α_t — температурный коэффициент линейного расширения; d — номинальный диаметр посадки.

Прочность прессовых соединений

Стандартную посадку выбирают по условиям неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо креплений. Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как ее натяг вызывает их разрушение или чрезмерные их деформации. Поэтому при расчете прессовых посадок необходимо рассматривать как условия неподвижности соединения, так и условия прочности деталей. Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения намеченной посадки.

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой F_a :

$$KF_a \leq fp\pi dl,$$

где f — коэффициент трения; p — давление на поверхности контакта; d — диаметр соединения; l — длина соединения.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$KT \leq \frac{fp\pi d^2 l}{2}.$$

При совместном действии T и F_a

$$K\sqrt{F_a^2 + F_t^2} \leq fp\pi dl,$$

где K — коэффициент запаса сцепления F_t — окружная сила, $F_t = \frac{2T}{d}$.

Значения коэффициента трения на контактной поверхности зависят от многих факторов: способа сборки, удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей и пр. Поэтому точное значение коэффициента трения мо-

жет быть определено только испытаниями при заданных конкретных условиях. В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей принимают такими: $f \cong 0,08 \dots 0,10$ — сборка прессованием; $f \cong 0,12 \dots 0,14$ — сборка нагревом или охлаждением.

Нагрузочная способность соединения может быть увеличена также за счет повышения коэффициента трения между деталями. Эффективным оказывается осаждение (в процессе химического никелирования) на поверхности вала тонкого слоя из частиц карбида бора B_4C или карбида кремния SiC (диаметр частиц 6–12 мкм). Такой слой повышает коэффициент трения в соединении с натягом до $f = 0,7$ благодаря эффекту «микрозацепления» (внедрения в поверхность втулки) и, как следствие, в несколько раз увеличивает нагрузочную способность соединения при неизменном натяге.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N_p связан с посадочным давлением p зависимостью, получаемой из расчета толстостенных цилиндров. Эта формула называется формулой Ляме:

$$N_p = pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right),$$

где N_p — расчетный натяг; d — номинальный диаметр соединения; C_1, C_2 — расчетные коэффициенты:

$$C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} + \mu_2$$

(здесь d_1 — внутренний диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения равен 0); d_2 — наружный диаметр охватывающей детали; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки); E_1 и E_2 — модуль упругости материалов вала и втулки.

При расчете прочности соединения расчетный натяг определяют по минимальному табличному или вероятностному натягу с поправкой U_R на срезание и сглаживание шероховатостей поверхности при запрессовке (если сборку выполняют нагреванием или охлаждением, $U_R = 0$):

$$N_p = N_{\min}^{\text{табл}} - U_R, \quad U_R = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad U_R = 5,5(R_{a1} + R_{a2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} (R_{a1} и R_{a2}) — высоты шероховатостей посадочных поверхностей.

Расчетный натяг принимают в качестве минимально требуемого натяга.

Если соединение работает при повышенной температуре (например, составное червячное колесо), то ослабление натяга за счет нагрева учитывают поправкой (в микрометрах) на температурную деформацию:

$$U_t = d \left[\alpha_2 (t_2 - t_{исх}) - \alpha_1 (t_1 - t_{исх}) \right],$$

где α_2 и t_2 — коэффициенты линейного расширения и рабочая температура втулки; α_1 и t_1 — коэффициенты линейного расширения и рабочая температура вала; $t_{исх}$ — температура наружного воздуха, $t_{исх} = 20^\circ\text{C}$.

В соединениях быстровращающихся деталей также происходит «потеря» натяга из-за ЦБС:

$$U_\omega = \frac{\rho \omega^2}{16E} d(d_2^2 - d_1^2)(3 + \mu),$$

где ρ — плотность материала; ω — угловая частота вращения; μ — коэффициент Пуассона материала.

При угловой частоте вращения $\omega_{кр}$ натяг в соединении исчезнет:

$$\omega_{кр} = 4 \sqrt{\frac{NE}{\rho d(d_2^2 - d_1^2)(3 + \mu)}}.$$

С учетом всех факторов минимальный натяг может быть определен:

1) при прессовании

$$N_p = N_{\min}^{\text{табл}} - U_R - U_t - U_\omega,$$

$$N_{\min}^{\text{табл}} = N_p + U_R + U_t + U_\omega;$$

2) при сборке деталей методом нагрева ступицы или охлаждения вала

$$N_p = N_{\min}^{\text{табл}} - U_t - U_\omega,$$

$$N_{\min}^{\text{табл}} = N_p + U_t + U_\omega.$$

При посадке задается минимальный $N_{\min}^{\text{табл}}$ и максимальный $N_{\max}^{\text{табл}}$ табличные натяги, которые называют предельными натягами.

Предельные натяги определяются (при посадке в системе отверстия) так:

$$N_{\min}^{\text{табл}} = ei - ES, \quad N_{\max}^{\text{табл}} = es.$$

Между тем распределение действительных размеров по полям допусков делает маловероятной сборку соединений из деталей с предельными размерами.

Поэтому, обрезая маловероятные «хвосты» распределения действительных размеров и натягов и допуская тем самым определенную вероятность «разрушения» соединений (риск расчета), можно увеличить минимальный и снизить максимальный табличные натяги. Последнее важно для прочности и технологичности сборки соединений, так как снижаются максимальные напряжения и снижается максимальная сила запрессовки или температура нагрева деталей при сборке.

Полученные таким образом натяги называются вероятностными. Их значения могут быть определены по следующей зависимости:

$$N_{p_{\min}} = N_m \pm C \sqrt{TD^2 + Td^2},$$

где N_m — средний натяг, $N_m = \frac{N_{\min}^{\text{табл}} + N_{\max}^{\text{табл}}}{2}$; C — коэффициент, зависящий от принятой вероятности обеспечения того, что фактическое значение натяга располагается в пределах $N_{p_{\min}}, N_{p_{\max}}$; TD — допуск размера отверстия, $TD = ES - EI$ (здесь ES и EI — соответственно верхнее и нижнее предельное отклонение отверстия); Td — допуск размера вала, $Td = es - ei$ (здесь es и ei — соответственно верхнее и нижнее предельное отклонение вала).

Зависимость значения коэффициента C от вероятности P :

$P = 0,999$	0,50	0,99	0,39	
0,98	0,34	0,97	0,31
0,95	0,27	0,93	0,21

Расчет прочности соединений выполняют по формулам для толстостенных цилиндров. При этом подсчитывают давление посадки, при котором возникают пластические деформации (текуть):

$$1) \text{ для ступицы } p(N_{\max}) \leq p_T^{\text{ст}} = 0,5 \sigma_T^{\text{ст}} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right];$$

$$2) \text{ для вала } p(N_{\max}) \leq p_T^B = 0,5\sigma_T^B \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right].$$

Полученные значения давления текучести сравнивают с давлениями, полученными при максимальном табличном натяге (детерминированный подход) или с давлением, полученным при максимальном вероятностном натяге: $p(N_{\max}^{\text{табл}}) \leq p_T^{\text{ст}}$ и p_T^B и $p(N_{\text{pmax}}) \leq p_T^{\text{ст}}$ и p_T^B .

Все расчеты прессовых соединений основаны на предположении, что давление распределяется равномерно по поверхности контакта. Действительная эпюра давлений в направлении длины втулки представляется некоторой кривой, которая показывает концентрацию давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванную вытеснением сжатого материала от середины отверстия в обе стороны.

Эффект концентрации напряжений можно уменьшить изготовлением деталей специальной формы.

В прессовом соединении, так же как и в шлицевом, наблюдается коррозионно-механическое изнашивание, связанное с циклическими относительными микроперемещениями поверхностей посадки. Применяются методы снижения или даже устранения этого вида изнашивания: повышение твердости поверхности посадки, уменьшение напряжений путем увеличения диаметра в месте посадки, увеличение давления, а следовательно, и сил трения, которое сокращает распространение деформаций внутрь ступицы и уменьшает относительные перемещения, образование кольцевых проточек по торцам ступицы (эти проточки увеличивают податливость ступицы, позволяя ей деформироваться вместе с валом и уменьшают микросдвиги).

5.5. Муфты

Муфтами в технике называют устройства, которые служат для соединения концов валов, стержней, труб, электрических проводов и т. д. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт.

Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт. Так, например, муфты часто используют для включения

и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе (управляемые муфты), предохранения машины от перегрузки (предохранительные муфты), компенсации вредного влияния несоосности валов (компенсирующие муфты), уменьшения динамических нагрузок (упругие муфты) и т. д. В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению, конструкции.

Классификация муфт для соединения валов:

1) муфты механические:

- неуправляемые (постоянно действующие):
 - глухие;
 - компенсирующие упругие;
 - компенсирующие жесткие;
- управляемые:
 - кулачковые;
 - фрикционные;
- самоуправляемые, автоматические:
 - центробежные (самоуправляемые по частоте вращения);
 - свободного хода (самоуправляемые по направлению вращения);
 - предохранительные (самоуправляемые по значениям момента);

2) муфты электрического действия (электрические);

3) муфты гидравлического действия (гидравлические).

В *электрических* и *гидравлических* муфтах используют принцип сцепления за счет электромагнитных и гидравлических сил.

Муфты, широко применяемые в промышленности, стандартизованы (например, зубчатые, кулачково-дисковые, втулочно-пальцевые). Основной паспортной характеристикой муфты является значение вращающего момента, на передачу которого она рассчитана.

Муфты глухие

Глухие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов (глухое соединение). Они не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точного центрирования валов.

Муфта втулочная — простейший представитель глухих муфт (рис. 5.11). Скрепление втулки с валами выполняют с помощью штифтов, шпонок или зубьев (шлицев).

Втулочные муфты применяют в легких машинах с диаметрами валов до 60–70 мм. Они отличаются простотой конструкции и малыми габаритами.

Применение втулочных муфт в тяжелых машинах затруднено тем, что при монтаже и демонтаже требуется смещать валы (агрегаты) в осевом направлении.

Прочность муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью самой втулки. Методики расчетов таких деталей были рассмотрены ранее.

Муфта фланцевая (рис. 5.12) — жесткая (глухая) муфта постоянного соединения, которая состоит из двух выполненных в виде фланцев полумуфт, насаженных на концы валов и соединенных между собой болтами.

Полумуфты ведущая 1 и ведомая 2 выполнены в виде дисков, которые установлены на концах валов с использованием шпоночного соединения 4. Обе полумуфты жестко скреплены между собой с помощью равномерно размещенных по кругу болтов.

Муфты фланцевые выполняют в двух вариантах: полумуфты 1 и 2 соединяют болтами, поставленными с зазором. Крутящий момент передается силами трения, возникающими в стыке муфт от затяжки болтов.

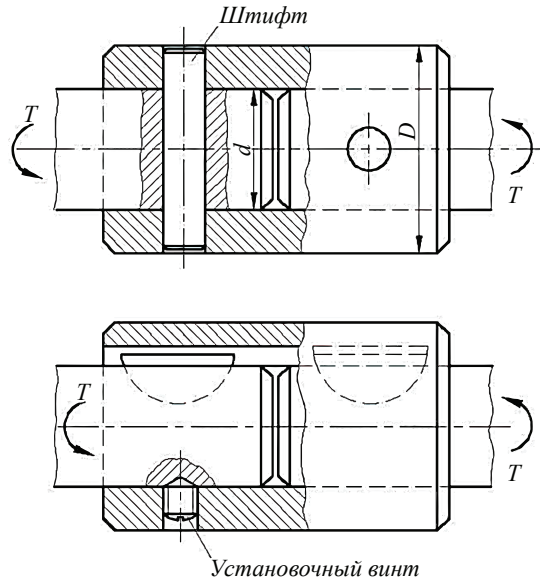


Рис. 5.11. Муфта втулочная

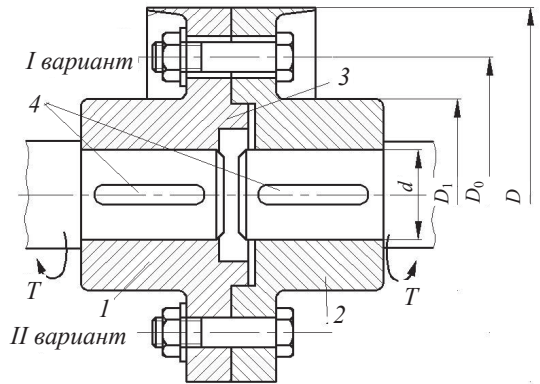


Рис. 5.12. Фланцевая муфта:

1, 2 — полумуфты; 3 — центрирующий выступ;
4 — шпонки

Если полумуфты соединяют болтами, поставленными без зазора (II вариант), то крутящий момент передается непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие. Болты, поставленные без зазора, могут одновременно выполнять функции центрирования валов (призонные болты).

При постановке болтов с зазором (I вариант) центрирование валов производится буртиком, который воспринимает также поперечные нагрузки. Центрирующий выступ затрудняет монтаж и демонтаж соединения, так как при этом необходимо осевое смещение валов.

Расчет на прочность выполняют для шпоночных или шлицевых соединений и болтов по методикам, изложенным ранее.

Установка болтов без зазора позволяет получить муфты меньших габаритов и поэтому более распространена.

Фланцевые муфты широко распространены в машиностроении. Их применяют для соединения валов диаметром до 200 мм и более. Достоинством таких муфт является простота конструкции и сравнительно небольшие габариты.

Муфты компенсирующие жесткие

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов. Различают три типа отклонений от номинального расположения валов:

- 1) продольное смещение Δ_a , которое может быть вызвано температурным удлинением валов;
- 2) радиальное смещение Δ_r , или эксцентриситет;
- 3) угловое смещение Δ_α , или перекося.

На практике чаще всего встречается комбинация указанных отклонений, которую в дальнейшем будем называть общим термином «несоосность валов».

Для понижения требований на высокую точность расположения валов (как у глухих муфт) и уменьшения вредных нагрузок на валы и опоры применяют компенсирующие муфты. Компенсация вредного влияния несоосности валов достигается за счет подвижности практически жестких деталей (компенсирующие жесткие муфты) и деформации упругих деталей (компенсирующие упругие муфты).

Наибольшее распространение из компенсирующих жестких муфт получили кулачково-дисковая и зубчатая, а также крестово-шарнирная (шарнир Гука).

Кулачково-дисковая муфта состоит из двух полумуфт и промежуточного диска (рис. 5.13). На внутреннем торце каждой полумуфты образовано по одному диаметрально расположенному пазу. На обоих торцах диска выполнен по одному выступу, которые расположены по взаимно перпендикулярным диаметрам. У собранной муфты выступы диска располагаются в пазах полумуфт. Таким образом, диск соединяет полумуфты.

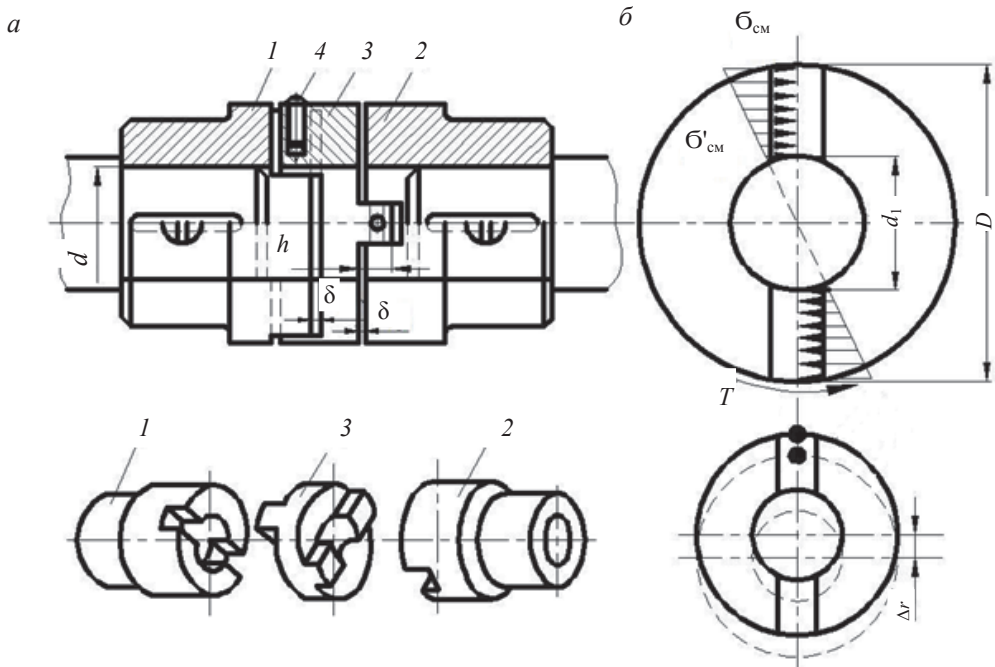


Рис. 5.13. Муфта кулачково-дисковая:
а — конструкция; *б* — распределение напряжений

Перпендикулярное расположение пазов позволяет муфте компенсировать эксцентриситет и перекос валов. При этом выступы скользят в пазах, а центр диска описывает окружность радиусом, равным эксцентриситету Δ_r .

Зазоры δ между диском и полумуфтами позволяют компенсировать также и продольные смещения валов. Вследствие того что перекос валов вызывает неблагоприятное распределение давления в пазах, кулачково-дисковую муфту рекомендуют применять в основном для компенсации эксцентриситета Δ_r до $0,04d$, Δ_α до $0^\circ 30'$.

Скольжение выступов в пазах сопровождается их износом. Интенсивность износа возрастает с увеличением несоосности и частоты вращения. Для снижения износа поверхности трения муфты периодически смазывают и не допускают на них больших напряжений смятия. Последнее является основным условием расчета всех жестких муфт со скользящими деталями.

При расчете кулачково-дисковых муфт полагают, что натяг и зазор посадки выступов в пазы равны нулю. В этом случае деформации и напряжения в различных точках поверхности соприкосновения пропорциональны расстояниям этих точек до оси муфты.

Условие равновесия полумуфты можно записать в виде

$$KT = 0,5\sigma_{\text{см}} \frac{D}{2} h \cdot \frac{2}{3} D - 0,5\sigma'_{\text{см}} \frac{d}{2} h \cdot \frac{2}{3} d.$$

Учитывая, что $\frac{\sigma_{\text{см}}}{\sigma'_{\text{см}}} = \frac{D}{d}$, после преобразования получаем

$$\sigma_{\text{см}} = 6KTD / [h(D^3 - d^3)] \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где K — коэффициент динамичности режима нагрузки; h — рабочая высота выступов. На практике принимают $D/d = 2,5...3$.

Для тяжело нагруженных муфт применяют легированные стали типа 15X, 20X с цементацией рабочих поверхностей. При этом допускают $[\sigma_{\text{см}}] = 15...20$ МПа.

Работа муфт с эксцентриситетом сопровождается потерями на трение и дополнительной нагрузкой валов. Практически при расчетах приводов можно принимать КПД муфты 0,985–0,995.

Муфта зубчатая (рис. 5.14) состоит из полумуфт с наружными зубьями 1, 2 и разъемной обоймы с двумя рядами внутренних зубьев 3. Наиболее распространен эвольвентный профиль зубьев.

Такая муфта компенсирует все виды несоосности валов. С этой целью выполняют торцовые зазоры и увеличенные зазоры в зацеплении, а зубчатые венцы полумуфт обрабатывают по сферам радиусами r , центры которых располагают на осях валов. Допускаемые зубчатой муфтой смещения валов (радиальные, угловые или их комбинация) определяют из условия, чтобы углы между осью обоймы и осью одного или другого вала были не больше $0^\circ 30'$.

Компенсация несоосности валов при работе муфты сопровождается скольжением в местах соприкосновения зубьев и их износом. Прак-

тикой эксплуатации зубчатых муфт установлено, что износ является основным критерием их работоспособности. Для уменьшения износа в обойму заливают жидкую смазку.

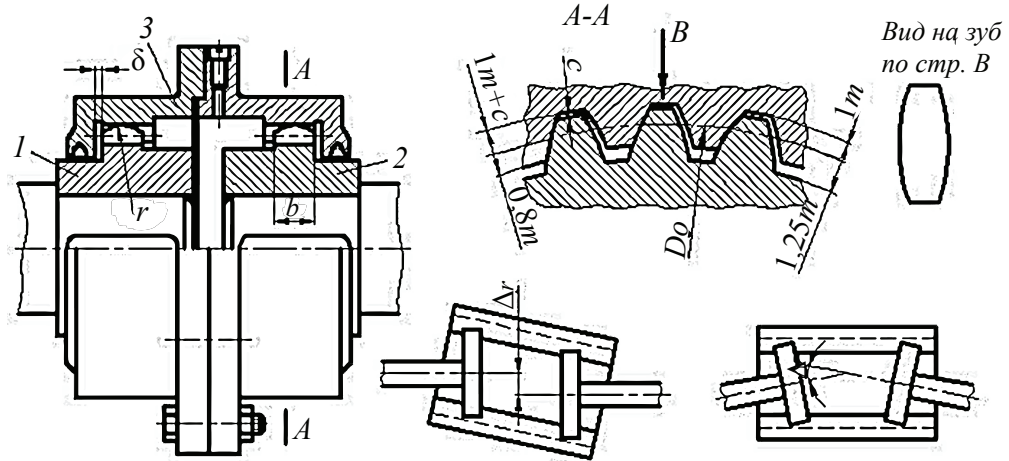


Рис. 5.14. Муфта зубчатая

Определение истинных контактных напряжений в муфте усложняется неопределенностью условий контакта зубьев. Эта неопределенность обусловлена, с одной стороны, рассеиванием ошибок изготовления муфты, а с другой — рассеиванием несоосности валов (ошибки монтажа). При несоосности нагрузка распределяется неравномерно между зубьями, а поверхности соприкосновения отдельных пар зубьев различны.

Для ослабления вредного влияния кромочного контакта применяют зубья бочкообразной формы.

Отмеченное выше позволяет предложить лишь условный метод расчета зубчатых муфт, неточности которого компенсируют выбором допускаемых напряжений на основе практики.

В условном расчете допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми зубьями, а зубья соприкасаются по всей длине и высоте. При этом получается

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{KT}{0,9D_0^2b} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где D_0 — делительный диаметр зубьев; b — длина зуба.

Для стандартных муфт допускают $[\sigma_{\text{см}}] = 12 \dots 15$ МПа. КПД зубчатой муфты на основе опытов приближенно принимают 0,985–0,995.

Упругие муфты

В машиностроении применяют большое количество разнообразных по конструкции упругих муфт. По материалам упругие элементы разделяют на две группы: муфты с металлическими и неметаллическими упругими элементами.

Одной из основных характеристик упругой муфты является ее жесткость:

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d\varphi},$$

где T — крутящий момент, передаваемый муфтой; φ — угол закручивания муфты моментом T .

В зависимости от характеристики C_{φ} различают упругие муфты постоянной и переменной жесткости. Для муфт постоянной жесткости

$$C_{\varphi} = \frac{T}{\varphi} = \text{const}.$$

Переменной жесткостью обладают муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, кожа) не подчиняются закону Гука, а также муфты с металлическими упругими элементами, условия деформирования которых ограничиваются конструкцией.

От характеристики жесткой упругой муфты в значительной степени зависит способность машины переносить резкие изменения нагрузок (удары) и работать без резонанса колебаний.

Важным свойством упругой муфты является ее демпфирующая способность, которая характеризуется энергией, необратимо поглощаемой муфтой за один цикл: нагрузка и разгрузка. Как известно, эта энергия измеряется площадью петли гистерезиса. Демпфирующая способность упругих муфт способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний. Энергия в муфтах расходуется на внутреннее и внешнее трение при деформировании упругих элементов.

Из упругих муфт в отечественном паротурбостроении широкое применение нашла муфта со змеевидной пружиной (рис. 5.15).

Конструктивно такая муфта представляет собой следующее. Две полумуфты насажены с натягом на конусные или цилиндрические кон-

цы соединяемых валов, застопорены каждая двумя шпонками и затянуты гайками. На внешней цилиндрической поверхности полумуфт профрезерованы пазы, в которые заложена змеевидная пружина из полосовой стали, составленная из нескольких сегментов. Пружина передает крутящий момент от одного вала к другому.

Зубцы, образованные пазами в сечении, перпендикулярном оси вала, имеют прямоугольную форму, но боковые их поверхности скошены. Скос облегчает деформацию пружины. Выбирают его таким, чтобы не вызвать недопустимых напряжений в пружине. Угол скоса зуба α обычно равен $1-2^\circ$. Этим достигается переменная жесткость соединения полумуфт, возрастающая с увеличением передаваемого крутящего момента.

Пружины, отбрасываемые центробежной силой, удерживаются в пазах корпусом муфты из двух половин, которые заводятся на концы вала до посадки муфт. Для уменьшения трения пружины о корпус проставляются бронзовые кольца.

Пружины муфты изготавливают из стали 80 или из стали 60, для полумуфт применяют стали 50, 25 НЗ, 34ХМ. Легированные стали используют для сильно нагруженных муфт.

Муфта со змеевидной пружиной допускает независимый продольный сдвиг роторов, а также незначительный эксцентриситет соединяемых валов.

Следует также отметить, что муфта смягчает толчки крутящего момента вследствие упругой деформации пружины и относительного углового смещения полумуфт. Считается также, что муфта не передает от одного вала к другому вибраций и изгибающих моментов.

Некоторая сложность конструкции и повышенная стоимость изготовления вполне окупаются ее преимуществами. Муфту со змеевидной пружиной применяют в основном для соединения валов многоцилиндровых турбин и для соединения вала турбины с валом зубчатого редуктора.

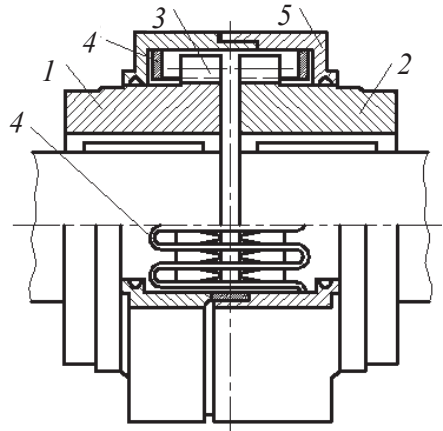


Рис. 5.15. Муфта со змеевидной пружиной:

1, 2 — полумуфты; 3 — пазы;
4 — пружина; 5 — обойма

В некоторых конструкциях муфт со змеевидной пружиной зубья на полумуфтах имеют профиль, напоминающий эвольвентный. В стационарных паровых турбинах крутящий момент, как правило, резко не изменяется и поэтому представляется целесообразным очерчивать зубья прямыми линиями.

Расчет муфты со змеевидной пружиной

Под нагрузкой пружина изгибается (рис. 5.16). Предельной нагрузкой надо считать ту, при которой пружина касается грани *Б*. С этого момента муфта перестает быть упругой, так как длина изгибаемого участка пружины становится очень малой.

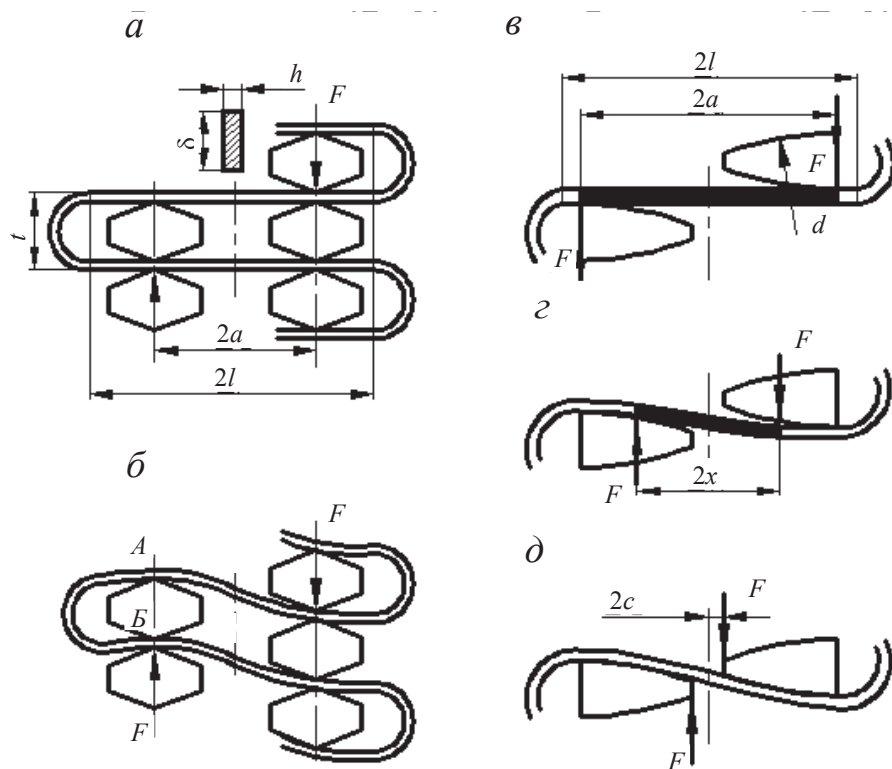


Рис. 5.16. Деформация пружины муфты со змеевидной пружиной:
a, в — без нагрузки ($F=0$); *б, в* — под нагрузкой; *д* — при перегрузке

Обычно муфту конструируют так, чтобы даже полуторакратный момент от номинального не превышал значения, соответствующего пределу упругой работы муфты.

Рассматривая полувиток пружин AB , можно прийти к выводу, что все полувитки (как ведущие, так и ведомые) находятся в совершенно одинаковых условиях, что в точках A и B существуют лишь поперечные силы F и растягивающие усилия S (или сжимающие) и что полувиток можно рассматривать как арку, шарнирно закрепленную силами F , передаваемыми зубьями муфты пружине.

Если муфта передает крутящий момент $T_{кр}$, а число зубьев на полу-муфте равно z , то окружная сила

$$F = \frac{2T_{кр}}{zD}, \quad (5.5)$$

где D — диаметр муфты, измеренный посреди зуба.

Растягивающую силу S определяют из уравнения моментов относительно точки A :

$$S \cdot 2r = 2Fa, \quad S = F \frac{a}{r}.$$

Расчет муфты производится в следующем порядке: по номинальной мощности, передаваемой муфтой, определяют крутящий момент $T_{кр}$ и окружное усилие (диаметром муфты и числом зубьев в формуле (5.5) надо задаться).

Принимают $F_{пред} = (1,3 \dots 1,5)F$ и по этой силе проверяют прежде всего прочность зуба; момент, изгибающий зуб, считают равным $F_{пред}h$, где h — высота зуба, приблизительно равная высоте пружины. Толщина зуба

$$m = \pi D / z - \delta = 2r - \delta,$$

где δ — толщина пружины.

Выбрав размер a , определяют максимальный изгибающий момент, действующий на пружину:

$$M_{\max} = F_{пред} a.$$

Максимальное напряжение в пружине

$$\sigma = k \left(\frac{M_{\max}}{W} + \frac{S}{A} \right),$$

где k — коэффициент, учитывающий повышение напряжения во внутреннем волокне криволинейного участка пружины и выбирающий-

ся в зависимости от отношения r/h ; M_{\max} — момент сопротивления сечения пружины $W = \frac{\delta h^2}{6}$; A — площадь сечения пружины, $A = \delta h$.

В качестве металлических упругих элементов муфт используются также элементы, представленные на рис. 5.17.

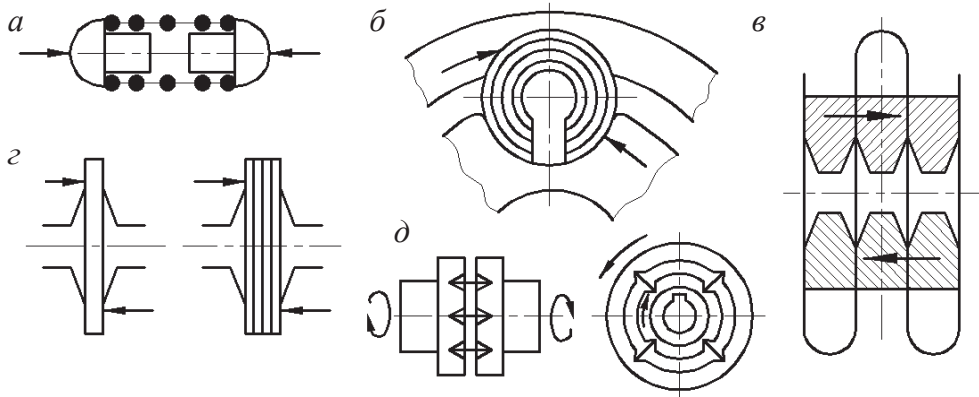


Рис. 5.17. Металлические упругие элементы:

а — витая цилиндрическая пружина; *б* — пакет разрезных гильзовых пружин;
в — змеевидная пружина; *г, д* — радиальные пластины

Упругие муфты с неметаллическими упругими элементами

Основным материалом неметаллических упругих элементов является резина. Она обладает следующими положительными качествами:

- 1) высокой эластичностью (в пределах упругости резина допускает относительные деформации $\varepsilon \cong 0,7...0,8$ (сталь $\varepsilon \cong 0,001...0,002$), при таких деформациях единица массы резины может аккумулировать большее количество энергии, например в 10 раз больше, чем сталь);
- 2) высокой демпфирующей способностью вследствие внутреннего трения (относительное рассеяние энергии в муфтах с резиновыми элементами достигает $0,3...0,5$);
- 3) электроизоляционной способностью.

Муфты с резиновыми упругими элементами проще и дешевле, чем со стальными.

Недостатки резиновых элементов: 1) меньшая долговечность, чем стальных (резина постепенно теряет свою прочность и упругие свойства; 2) меньшая прочность, которая приводит к увеличению габаритов).

ритов муфт; для передачи больших крутящих моментов такие муфты применять нерационально.

Муфты с резиновыми упругими элементами широко распространены во всех областях машиностроения для передачи малых и средних крутящих моментов.

Муфта с резиновой звездочкой состоит из двух полумуфт с торцовыми выступами и резиновой звездочки, зубья которой расположены между выступами (рис. 5.18). Зубья звездочки работают на сжатие. При передаче момента в каждую сторону работает половина зубьев. Муфта стандартизована и широко применяется для соединения быстроходных валов ($n = 3000 \dots 6000$ об/мин при $T = 3 \dots 120$ Н·м и диаметрах валов $d = 12 \dots 45$ мм). Муфта компактна и надежна в эксплуатации, допускает радиальное смещение осей ($\Delta_r \leq 0,2$ мм) и их перекос ($\Delta_\alpha \leq 1^\circ 30'$).

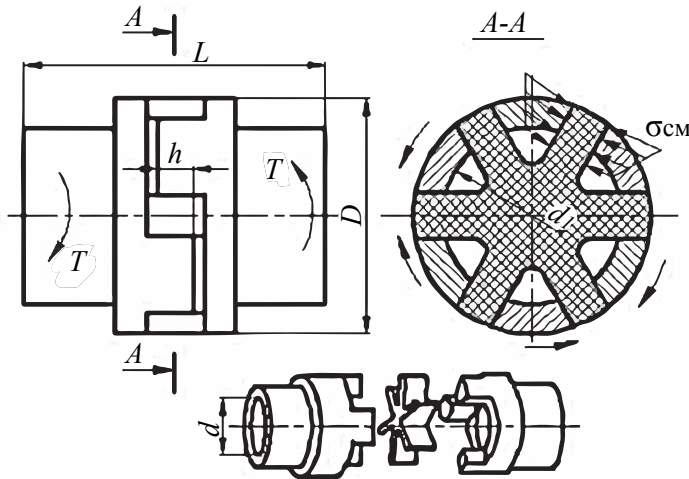


Рис. 5.18. Муфта с резиновой звездочкой

Недостатками муфты является осевое смещение валов при сборке и разборке и недолговечность звездочки.

Работоспособность резиновой звездочки определяется напряжением смятия и может быть рассчитана по формуле

$$\sigma_{\text{см}} \approx 24DKT / [zh(D^3 - d_1^3)] \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число зубьев звездочки. Принимают $[\sigma_{\text{см}}] = 2 \dots 2,5$ МПа.

Упругая втулочно-пальцевая муфта (рис. 5.19) благодаря легкости изготовления и замены резиновых элементов получила распростра-

нение, особенно в приводах от электродвигателей с малыми и средними крутящими моментами. Муфты нормализованы для диаметров валов до 150 мм и крутящих моментов до 15000 Н·м.

Упругими элементами здесь служат гофрированные резиновые втулки или кольца трапецеидального сечения (рис. 5.19). Из-за сравнительно небольшой толщины втулок муфты обладают малой податливостью и применяются в основном для компенсации несоосности валов в небольших пределах ($\Delta_r \approx 0,1 \dots 0,15$ мм, $\Delta_\alpha \approx 1^\circ$, $\Delta_d \approx 1 \dots 3$ мм).

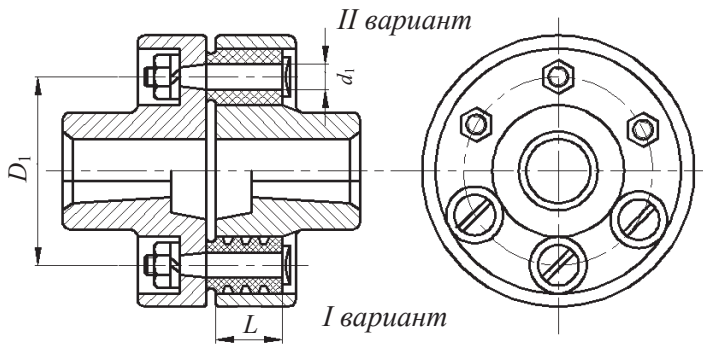


Рис. 5.19. Упругая втулочно-пальцевая муфта

Для проверки прочности рассчитывают пальцы на изгиб, а резину — по напряжениям смятия на поверхности качения втулок с пальцами. При этом полагают, что все пальцы нагружены одинаково, а напряжения смятия распределены равномерно по длине втулки:

$$\sigma_{\text{см}} = 2TK / (zD_1d_1L) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число пальцев. Рекомендуется принимать $[\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \dots 2$ МПа.

Пальцы муфты, обычно изготавливаемые из стали 45, рассчитывают на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = 2T(0,5L + c) / (zD_1 \cdot 0,1d_1^3) \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

где c — зазор между полумуфтами, $c = 3 \dots 5$ мм. Принимают $[\sigma_{\text{и}}] = 0,4 \dots 0,5 \sigma_T$.

Муфта с упругой торообразной оболочкой изображена на рис. 5.20.

Упругий элемент муфты, напоминающий автомобильную шину, работает на кручение. Это придает муфте большую энергоемкость,

высокие упругие и компенсирующие свойства ($\Delta_r \cong 2...6$ мм; $\Delta_\alpha \cong 2...6^\circ$, угол закручивания до $5...30^\circ$). Муфта стандартизована и получила широкое распространение.

Нагрузочная способность муфты ограничивается потерей устойчивости и усталостью резиновой оболочки.

В первом приближении можно рекомендовать расчет прочности оболочки по напряжениям сдвига в сечении около зажима (по D_1) по напряжениям кручения:

$$\tau = 2TK / (\pi D_1^2 \delta) \leq [\tau].$$

По экспериментальным данным $[\tau] \cong 0,4$ МПа.

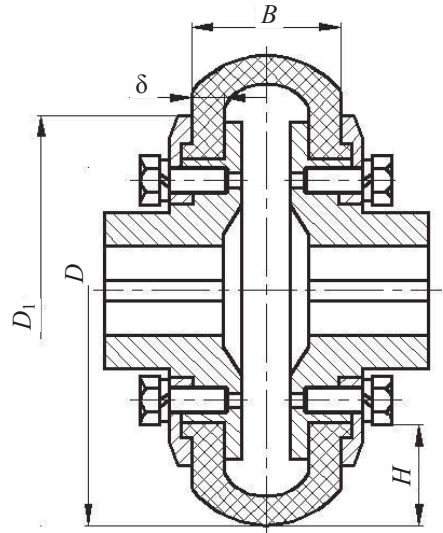


Рис. 5.20. Муфта с торообразной оболочкой

Муфты управляемые

Управляемые муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления. По принципу работы все эти муфты можно разделить на две группы:

- 1) работающие по принципу зацепления (кулачковые или зубчатые);
- 2) использующие силу трения (фрикционные).

Муфты кулачковые

Кулачковая муфта способна передавать значительный крутящий момент, отличаясь при этом компактностью, малым весом и низким моментом инерции. Кулачковая муфта гарантирует передачу мощности с погашением крутильных колебаний и со смягчением ударов, которые появляются в результате неравномерной работы двигателя.

На торцах полумуфт имеются выступы (кулачки). В рабочем положении выступы одной полумуфты входят во впадины другой (рис. 5.21). Распространенные формы кулачков — прямоугольный и трапециевидный профиль.

Для включения и выключения муфты одну из полумуфт устанавливают на валу подвижно в осевом направлении. Подвижную полумуфту

ту перемещают с помощью специального устройства — отводки. Вилки отводки располагают в пазу на подвижной полумуфте.

Включение кулачковых муфт при относительном вращении валов всегда сопровождается ударами, которые могут вызвать разрушение кулачков. Поэтому такие муфты не рекомендуют применять для включения механизма под нагрузкой и при больших скоростях относительного вращения.

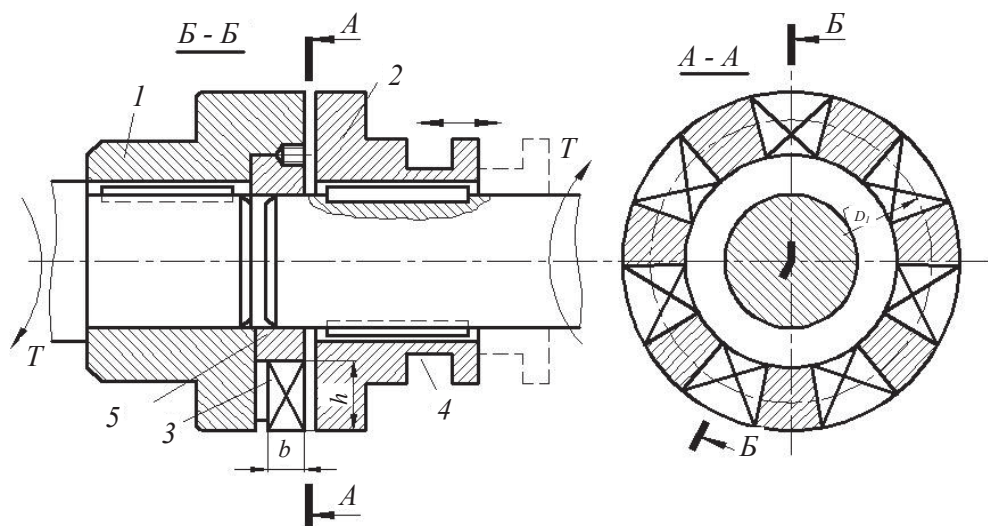


Рис. 5.21. Муфта кулачковая:

1 — неподвижная полумуфта; 2 — подвижная полумуфта; 3 — кулачок;
4 — паз вилки отводки; 5 — центрирующее кольцо

Несоосность валов резко снижает работоспособность кулачковых муфт. Чаще всего кулачковые и зубчатые муфты располагают на одном валу и используют для переключения скоростей.

Работоспособность кулачковых муфт определяется в основном износом кулачков, который зависит от напряжений смятия по поверхности соприкосновения. Эти напряжения рассчитывают приближенно в предположении, что нагрузка распределяется равномерно между всеми кулачками:

$$\sigma_{\text{см}} = 2KT / (zD_1bh) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где z — число кулачков полумуфты; b — длина зацепления кулачков (по оси валов); h — толщина кулачков (по радиусу). Принимаем

$[\sigma_{\text{см}}] = 90 \dots 120$ МПа — без относительного вращения, $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \dots 70$ МПа — на тихом ходу, $[\sigma_{\text{см}}] = 35 \dots 45$ МПа — на повышенных скоростях.

Муфты фрикционные

Муфта фрикционная — устройство, передающее вращательное движение посредством трения. Такие муфты осуществляют плавное сцепление при различной скорости, что успешно используется в машиностроении, в конструкции автомобильного сцепления. При включении фрикционных муфт крутящий момент нарастает постепенно, по мере увеличения силы нажатия на поверхность трения. Более того, муфта фрикционная не может передать через себя больший момент, чем момент сил трения, ввиду того, что начинается проскальзывание контактирующих фрикционных элементов. Поэтому именно это свойство позволяет фрикционным муфтам быть эффективными предохранителями для защиты машины от динамических перегрузок. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы:

- 1) муфты дисковые (плоская поверхность);
- 2) муфты конические (коническая поверхность);
- 3) муфты колодочные, ленточные и др. (цилиндрическая поверхность).

Муфты фрикционные, так же как и кулачковые, не допускают несоосности. Центровка полумуфт достигается расположением их на одном валу или с помощью специальных центрирующих колец.

Наибольшее распространение на практике получили следующие комбинации материалов для изготовления фрикционных муфт: закаленная сталь по закаленной стали, сталь по чугуну при хорошей смазке, асбестовые или порошковые обкладки по стали или чугуну без смазки.

По типу сил трения муфты делятся на сухие и масляные. И хотя масляная среда снижает коэффициент трения, такое конструктивное решение дает определенные преимущества перед сухим вариантом. Так, например, нет необходимости защищать фрикционные диски от случайного попадания смазки из других узлов механизма. При правильной смазке такой муфты хорошо отводится тепло, образующееся в процессе трения, и удаляются продукты износа, увеличивая таким образом и плавность работы, и срок службы всего узла.

Дисковые муфты

Для соединения валов силу F_a прикладывают к подвижной полумуфте 3 (рис. 5.22). Момент трения T_T определяют по формуле

$$KT = T_T = F_a f r_{cp},$$

где K — коэффициент запаса сцепления, $K = 1,3 \dots 1,5$; r_{cp} — средний радиус рабочих поверхностей, который приближенно принимают за приведенный радиус сил трения на этих поверхностях, $r_{cp} = (D_1 + D_2)/4$. Чтобы ограничить условия неравномерного износа, обычно принимают $D_1/D_2 = 2 \dots 1,5$.

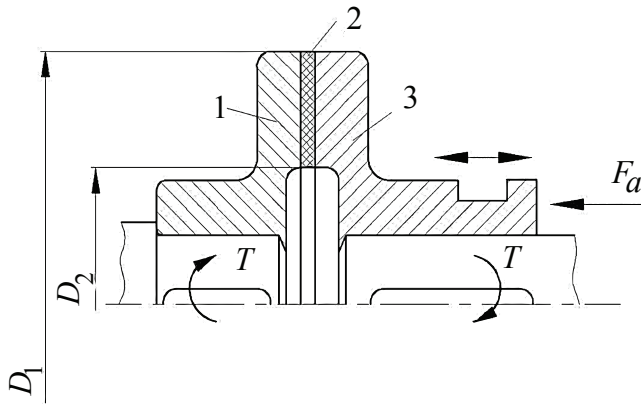


Рис. 5.22. Дисковая муфта:

1 — неподвижная полумуфта; 2 — фрикционная накладка; 3 — подвижная полумуфта

Для уменьшения силы F_a и габаритов муфты принимают конструкции не с одним, а со многими парами поверхностей трения — многодисковые муфты. В этих муфтах имеются две группы дисков — наружные и внутренние. Наружные диски соединены с одной полумуфтой, а внутренние — с другой с помощью подвижного шлицевого соединения. Применение многодисковых фрикционных муфт позволяет проще компенсировать снижение крутящего момента увеличением осевой нагрузки, без опасности появления износа и вибраций.

Правый крайний внутренний диск опирается на регулировочные гайки. На левый крайний диск действуют силы нажатия F_a от механизма управления. При этом сила нажатия передается на все поверхности трения, а формула принимает вид

$$KT = F_a f r_{cp} z ,$$

где z — число пар трущихся поверхностей, $z = n - 1$; n — число дисков.

Из формул видно, что момент трения можно увеличить, кроме того, путем увеличения F_a , f и диаметров дисков (среднего радиуса трения). Увеличение диаметров приводит к повышению габаритов муфты, а поэтому на практике используется в последнюю очередь. Увеличение F_a ограничено допускаемым средним удельным давлением P на трущихся поверхностях:

$$P = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)} \leq [P_0].$$

Коэффициент трения f можно увеличить, снабжая диски накладками из специальных материалов. При этом следует учитывать, что применение накладок увеличивает осевой габарит муфты при одном и том же числе дисков, а $[P_0]$, как правило, уменьшается.

Механизмы управления фрикционными муфтами, применяемые на практике, весьма разнообразны не только по конструкции, но и по принципу действия. В зависимости от последнего различают муфты с электромагнитным, гидравлическим, пневматическим и механическим управлением.

Муфты автоматические, или самоуправляемые

Самоуправляемые, или автоматические, муфты включаются и выключаются в зависимости от изменения режима работы машины.

Предохранительные муфты служат для защиты механизмов, машин от перегрузок. Эти муфты предназначены для автоматического разъединения валов в тех случаях, когда параметры работы машины становятся недопустимыми по тем или иным показателям. Основные требования к таким муфтам — точность срабатывания, быстродействие, надежность. Эти муфты также требуют строгой соосности полумуфт (валов).

Любая фрикционная муфта, отрегулированная на передачу предельного момента, выполняет функции предохранительной. Специальные предохранительные фрикционные муфты не имеют механизма управления, а силы нажатия в них обычно обеспечивают постоянно действующими пружинами. Расчет таких муфт аналогичен расчету фрикционных управляемых муфт.

Другим представителем предохранительных муфт является муфта со специальными разрушающимися элементами (рис. 5.23). Здесь крутящий момент между полумуфтами 1 и 4 передается через штифт 3, который срезается при перегрузке. Для восстановления работы муфты штифт заменяют. Закаленные втулки 2 облегчают замену штифта, предотвращают смятие более слабого материала полумуфт штифтом и тем самым приближают действительные условия среза штифта к расчетным.

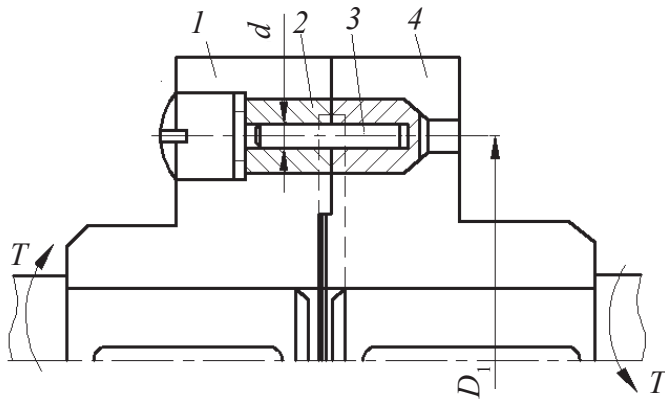


Рис. 5.23. Муфта с разрушающимся элементом:
1, 4 — полумуфты; 2 — закаленная втулка; 3 — штифт

Предельный крутящий момент определяется по пределу прочности материала на срез:

$$KT = \frac{z D_1 \pi d^2}{K_z \cdot 2 \cdot 4} [\tau],$$

где z — число штифтов; K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки. Принимают $z = 1$ или $z = 2$: $K_z = 1$ при $z = 1$, $K_z = 1,2$ при $z = 2$.

С помощью центробежной муфты (рис. 5.24) валы автоматически соединяются только тогда, когда угловая скорость превысит некоторое заданное значение. Таким образом, эти муфты являются самоуправляемыми по угловой скорости. Центробежные муфты используют для автоматического включения и выключения исполнительного механизма с помощью регулировки угловой скорости двигателя; разгона машин с большими маховыми массами при двигателе с малым

пусковым моментом; повышения плавности пуска; выключения при перегрузках и т. п.

Центробежная сила $F_{ц}$ прижимает барабан 3 к полумуфте 2. Этому препятствует сила F , возникающая от прогиба пружины 4. Значение силы F регулируют винтом 5.

Соприкасание между колодкой и барабаном возможно при условии

$$F \leq F_{ц} = mr\omega^2,$$

где F — сила пружины; $F_{ц}$ — сила центробежная; m — масса колодки; r — расстояние центра тяжести колодки от оси вращения; ω — угловая скорость полумуфты 1.

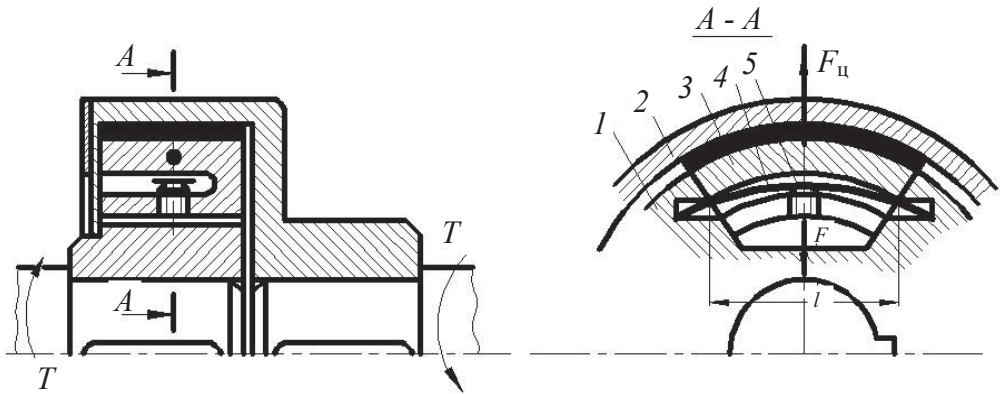


Рис. 5.24. Муфта центробежная:

1, 2 — полумуфты; 3 — барабан; 4 — пружина; 5 — винт

Для передачи крутящего момента необходима угловая скорость ω_1 , которую определяют по условию

$$KT \leq 0,5(F_{ц} - F)fzD = 0,5mrDzf(\omega_1^2 - \omega_0^2),$$

где z — число колодок; f — коэффициент трения.

В диапазоне между ω_1 и ω_0 муфта пробуксовывает и постепенно разгоняет ведомый вал. Сила пружины в данном случае $F = 48EJ_y / l^3$, где J — осевой момент инерции площади сечения пружины, $J = bh^3 / 12$.

Муфты свободного хода

Они передают крутящий момент только в заданном направлении. Их применяют в станках, автомобилях, мотоциклах, велосипедах и т. д.

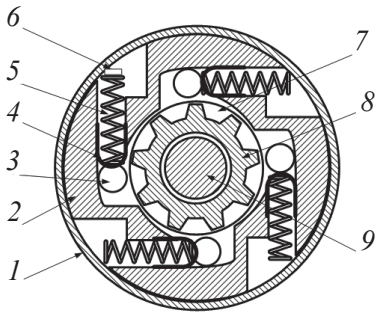


Рис. 5.25. Обгонная муфта стартера:

1 — кожух; 2 — наружная обойма; 3 — ролик; 4 — плунжер; 5 — пружина; 6 — упор пружины; 7 — внутренняя обойма; 8 — шестерня привода; 9 — вал якоря стартера

Простейшим представителем муфт свободного хода является устройство с храповиком. Вследствие шума на холостом ходу и резкого ударного включения муфты с храповиком применяют сравнительно мало и только при низких скоростях.

Бесшумную работу обеспечивают фрикционные роликовые или шариковые муфты (рис. 5.25). Если полумуфта 1 вращается по часовой стрелке, то ролик 3 закатывается в узкую часть паза и здесь заклинивается.

Образуется жесткое соединение полумуфт через ролик; при вращении полумуфты в противоположном направлении ролик выходит в широкую часть паза и полумуфты расцепляются. Толкатель 4 выполняет выключательную роль — он удерживает ролик в постоянном соприкосновении с обоймой.

Обгонные муфты широко применяются в таких устройствах, как валоповоротные устройства турбоустановок и пусковые приводы многих ДВС.

Обгонная муфта обеспечивает автоматическое зацепление ротора турбины с приводом ВПУ при снижении оборотов после отключения турбоагрегата и расцепление при наборе оборотов турбины после включения ее в работу. Стартеры двигателей рассчитаны на достаточно низкую частоту вращения, необходимую только для запуска. Когда двигатель уже запустился и вышел на рабочие обороты, стартер необходимо отключить от него, что и выполняется обгонной муфтой даже в случае, когда ключ зажигания еще находится в положении «пуск».

Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений?
2. В каких случаях устанавливают призматические шпонки?
3. Что является основным критерием работоспособности шпоночного соединения?

4. Назовите достоинства и недостатки шлицевых соединений.
5. По каким критериям стандартизованы шлицевые соединения?
6. Назовите способы центрирования шлицевых соединений.
7. Что является критерием работоспособности шлицевых соединений?
8. Поясните понятие «призонный болт».
9. Какие факторы влияют на значение натяга в прессовом соединении?
10. Перечислите виды натяга, определяемые при расчете прессового соединения.
11. Какие детали определяют прочность клеммового соединения?
12. По каким параметрам стандартизованы муфты?
13. Какие виды муфт требуют точной соосности валов?
14. Какая муфта выполняет роль управляемой и предохранительной одновременно?

6. Проектирование зубчатых и червячных передач

6.1. Механические передачи

Механической передачей называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.

Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

Передачи имеют широкое распространение в машиностроении по следующим причинам:

- 1) энергию целесообразно передавать при больших частотах вращения, а требуемые скорости движения рабочих органов машин, как правило, не совпадают с оптимальными скоростями двигателя; обычно частоты вращения валов ниже; создание же тихоходных двигателей вызывает увеличение габаритов и стоимости;
- 2) скорость исполнительного органа в процессе работы машины-орудия необходимо изменять (например, у автомобиля, грузоподъемного крана, токарного станка), а скорость машины-двигателя чаще должна оставаться постоянной (например, у электродвигателей);
- 3) от одного двигателя необходимо приводить в движение несколько механизмов с различными скоростями;
- 4) в отдельные периоды работы исполнительному органу машины требуется передать вращающие моменты, превышающие моменты на валу машины-двигателя, а это возможно выполнить за счет уменьшения угловой скорости вала машины-орудия;
- 5) двигатели обычно выполняют для равномерного вращательного движения, а в машинах часто оказывается необходимым поступательное движение по определенному закону;

- б) двигатели не всегда могут быть непосредственно соединены с исполнительными механизмами из-за габаритов машины, условий техники безопасности и удобства обслуживания.

Как правило, угловые скорости валов большинства используемых в настоящее время в технике двигателей (поршневых двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных, электрических, гидравлических и пневматических двигателей) значительно превышают угловые скорости валов исполнительных или рабочих органов машин, порой на 2—3 порядка. Поэтому доставка (передача) энергии двигателя с помощью передачи любого типа, в том числе и механической, происходит, как правило, совместно с одновременным преобразованием моментов и угловых скоростей (в сторону повышения первых и понижения последних).

В некоторых случаях регулирование двигателя возможно, но нежелательно по экономическим причинам, так как двигатель имеет низкий КПД за пределами нормального режима работы. Масса и стоимость двигателя при одинаковой мощности понижаются с увеличением его быстроходности, оказывается экономически нецелесообразным применение быстроходных двигателей с передачей, понижающей угловую скорость, вместо тихоходных двигателей без передачи. В некоторых случаях передачи используют как преобразователи вращательного движения в поступательное, винтовое и др.

Таким образом, передачи имеют большое значение для машиностроения. В связи с этим совершенствованию и развитию передач уделяют много внимания: расширяют пределы передаваемой мощности и скорости, снижают габариты и массу, увеличивают долговечность.

При проектировании к механическим передачам предъявляются следующие требования:

- 1) высокие нагрузочные способности при ограниченных габаритных размерах, весе, стоимости;
- 2) постоянство передаточного отношения или закона его изменения;
- 3) обеспечение определенного взаимного расположения осей ведущего и ведомого валов, в частности межосевого расстояния;
- 4) малые потери при передаче мощности (высокий КПД) и, как следствие, ограниченный нагрев и износ;
- 5) плавная и бесшумная работа;
- 6) прочность, долговечность, надежность.

Функции механических передач

Приведем основные функции механических передач:

1. Повышение (понижение) частоты вращения от вала двигателя к валу исполнительного механизма.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной или ведущий и ведомый. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.

Основные характеристики передач: мощность P_1 на входе и мощность P_2 на выходе, Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин^{-1} , или угловой скоростью ω_1 и ω_2 , с^{-1} . Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных характеристик различают производные:

1) коэффициент полезного действия (КПД):

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} \text{ или } \eta = 1 - \frac{P_r}{P_1},$$

где P_r — мощность, потерянная в передаче;

2) передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности i ,

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} :$$

- $n_1 > n_2$ при $i > 1$ — передача понижающая, или редуктор;
- $n_1 < n_2$ при $i < 1$ — передача повышающая, или мультипликатор.

Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

При расчете передач часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

$$P = F_t v,$$

где P — мощность, Вт; F_t — окружная (тангенциальная) сила, Н; v — окружная скорость, м/с.

$$T = P/\omega,$$

где T — вращающий момент, Н·м; P — мощность, Вт; ω — угловая скорость, с^{-1} .

Связь между вращающимися моментами на одном T_1 и другом T_2 валах через передаточное отношение i и коэффициент полезного действия η в линии передачи между этими валами в направлении потока мощности определяется как

$$T_2 = T_1 i \eta.$$

2. Изменение направления потока мощности (конические передачи).
3. Регулирование частоты вращения ведомого вала (коробки передач, вариаторы).
4. Преобразование одного вида движения в другой (вращательного в поступательное и т. д.).
5. Реверсирование движения.

Виды передач

Все механические передачи разделяют на две основные группы: передачи, основанные на использовании трения (ременные, фрикционные); передачи, основанные на использовании зацепления (зубчатые, червячные, цепные, винтовые). На рис. 6.1 показаны изображения различных видов передач, на рис. 6.2 — их кинематические схемы.

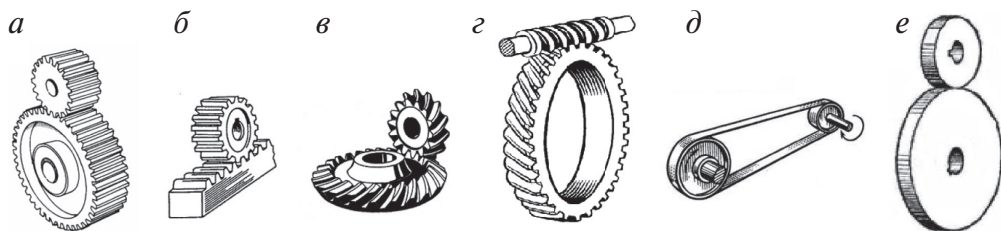


Рис. 6.1. Виды механических передач:

а — зубчатая; *б* — шестерня-рейка; *в* — зубчатая коническая; *г* — червячная;
д — ременная; *е* — фрикционная

Зубчатые передачи получили наибольшее распространение в машиностроении благодаря следующим достоинствам:

- 1) практически неограниченной передаваемой мощности;
- 2) малым габаритам и весу;
- 3) стабильному передаточному отношению;
- 4) высокому КПД, который составляет в среднем 0,97–0,98.

Недостатком зубчатых передач является шум в работе на высоких скоростях, который, однако, может быть снижен при использовании

зубьев соответствующей геометрической формы и улучшении качества обработки профилей зубьев.

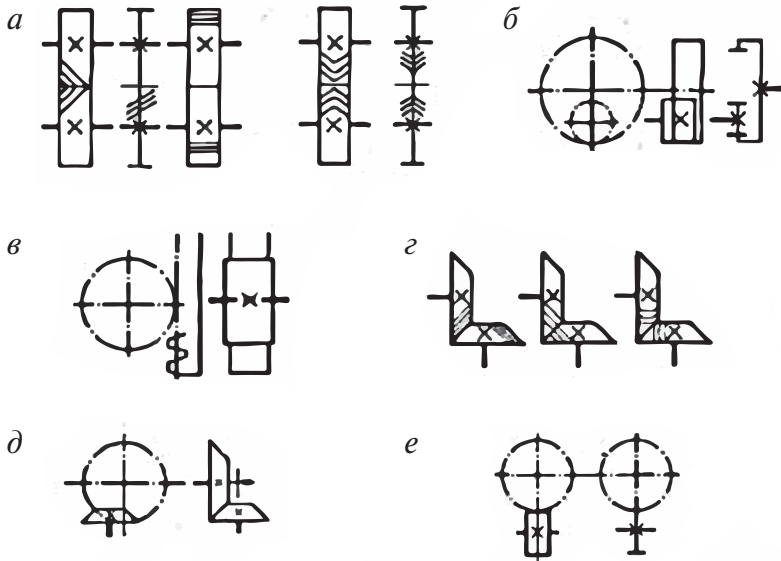


Рис. 6.2. Кинематические схемы передач:

а — цилиндрические зубчатые передачи с внешним зацеплением; *б* — цилиндрические передачи с внутренним зацеплением; *в* — передача шестерня-рейка; *г* — конические зубчатые передачи с пересекающимися осями валов; *д* — гипоидная передача; *е* — передачи зубчатые цилиндрические со скрещивающимися валами

При высоких угловых скоростях вращения рекомендуется применять косозубые шестерни, в которых зубья входят в зацепление плавно, что и обеспечивает относительно бесшумную работу. Недостатком косозубых шестерен является наличие осевых усилий, которые дополнительно нагружают подшипники. Этот недостаток можно устранить, применив сдвоенные шестерни с равнонаправленными спиралями зубьев или шевронные шестерни. Последние ввиду высокой стоимости и трудности изготовления применяются сравнительно редко — обычно лишь для уникальных передач большой мощности. При малых угловых скоростях вращения применяются конические прямозубые шестерни, а при больших — шестерни с круговым зубом, которые в настоящее время заменили конические косозубые шестерни, применяемые ранее. Конические гипоидные шестерни тоже имеют круговой зуб, однако оси колес в них смещены, что создает особенно плавную и бесшумную работу. Передаточное отноше-

ние в зубчатых парах колеблется в широких пределах, однако обычно оно равно 3–8 в одной ступени.

Червячные передачи — это передачи со скрещивающимися осями. Отличаются полностью бесшумной работой и большим передаточным отношением в одной паре, которое в среднем составляет 16–25. Серьезным недостатком червячных передач, ограничивающим их применение при значительных мощностях, является низкий КПД, обусловленный большими потерями на трение в зацеплении. Как следствие низкого КПД при работе передачи под нагрузкой, выделяется большое количество тепла, которое надо отводить во избежание перегрева. Средние значения КПД червячной передачи составляют 0,7–0,8.

6.2. Зубчатые передачи

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес.

Меньшее из пары зубчатых колес принято называть шестерней, большее — колесом. Термин «зубчатой колесо» является общим. Параметрам шестерни присваивают индекс 1, а параметрам колеса — 2.

Из всех разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с цилиндрическими колесами как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Конические и червячные передачи применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

Основные преимущества зубчатых передач:

- 1) высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты;
- 2) большая долговечность и надежность работы, например для редукторов общего применения установлен ресурс порядка 30000 ч;
- 3) высокий КПД (до 0,98–0,99 в одной ступени);
- 4) постоянство передаточного отношения;
- 5) возможность применения в широком диапазоне скоростей (до 250 м/с), мощностей (до десятков тысяч киловатт) и передаточных отношений (до нескольких сотен и даже тысяч);
- 6) сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники;
- 7) простота обслуживания.

Среди недостатков зубчатых передач можно отметить повышенные требования к точности изготовления, шум при больших скоростях и высокую жесткость.

Классификации зубчатых передач

Зубчатые передачи различают по следующим параметрам:

- 1) по передаточному отношению: с постоянным передаточным отношением, с переменным передаточным отношением;
- 2) форме профиля зубьев: эвольвентные, круговые (передачи Новикова), циклоидальные;
- 3) типу зубьев: прямозубые, косозубые, шевронные, криволинейные;
- 4) взаимному расположению осей валов: с параллельными осями, с пересекающимися осями, с перекрещивающимися осями;
- 5) форме начальных поверхностей: цилиндрические, конические, гиперболоидные;
- 6) окружной скорости колес: тихоходные, среднескоростные, быстроходные;
- 7) степени защищенности: открытые, закрытые;
- 8) относительному вращению колес и расположению зубьев: внутреннее зацепление, внешнее зацепление.

Геометрические характеристики и кинематика зубчатых передач

Все понятия и термины, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, стандартизованы. Стандарты устанавливают термины, определения и обозначения, а также методы расчета геометрических параметров.

Для соблюдения постоянства передаточного отношения зубчатой передачи необходимо, чтобы профили зубьев имели определенную форму.

Профили зубьев обоих колес должны быть такими, чтобы общая нормаль к ним в любой точке касания проходила через полюс зацепления, который делит линию центров колес на отрезки, обратно пропорциональные угловым скоростям. Полюс зацепления P должен занимать постоянное положение на линии центров $O_1 O_2$ (рис. 6.3).

Передаточное отношение u является частным случаем передаточного отношения i . В отличие от i значение u всегда больше единицы, всегда положительно и относится только к паре зубчатых колес:

$$u = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1 = \text{const},$$

где z_1, z_2 — число зубьев шестерни и колеса.

Из всего многообразия возможных сопряженных профилей зубьев наиболее распространены эвольвентные, так как по сравнению с другими профилями они имеют ряд преимуществ, основными из которых являются простота и удобство изготовления зубьев и возможность изменения в известных границах межосевого расстояния передачи без нарушения правильности зацепления.

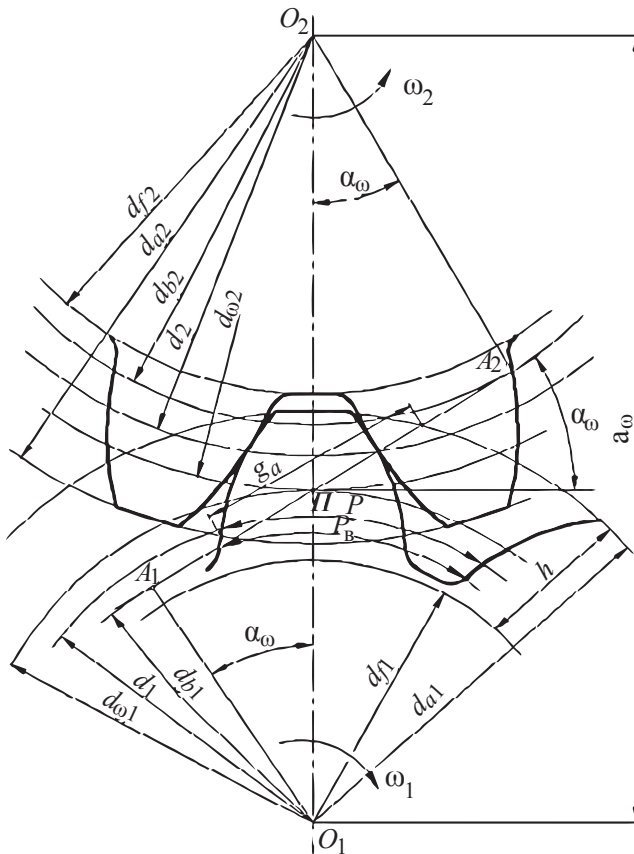


Рис. 6.3. Геометрия зубчатого зацепления

Профили зуба эвольвентного зацепления образуются двумя симметричными эвольвентами.

Эвольвентой называется кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, перекатываемой по окружности без сколь-

жения. Перекатываемая по окружности прямая называется производящей прямой, а окружность, по которой перекатывается производящая прямая, — основной окружностью.

Единственным параметром, определяющим эвольвенту, является диаметр основной окружности d_b , так как каждой данной окружности соответствует только одна определенная эвольвента. С увеличением d_b эвольвента становится все более пологой и при $d_b = \infty$ обращается в прямую линию. Поэтому в реечном зацеплении профиль зуба рейки прямолинейный.

Угол α_ω между линией зацепления и прямой, перпендикулярной к межосевой линии, называется углом зацепления.

Расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге concentрической окружности зубчатого колеса называется окружным шагом зубьев и обозначается P_r . Различают делительный, начальный и другие окружные шаги зубьев, соответствующие делительной, начальной и другим окружностям зубчатого колеса.

Основные параметры колеса и шестерни (рис. 6.3):

P — делительный окружной шаг зубьев (равный шагу исходной зубчатой рейки);

m — окружной модуль зубьев (основная характеристика размеров зубьев), $m = P / \pi$. Значения модулей стандартизированы СТ СЭВ 310–76 в диапазоне 0,05–100 мм;

P_b — основной окружной шаг зубьев, $P_b = P \cos \alpha$;

α — угол профиля делительный, равный углу профиля исходного контура (по ГОСТ 13755–81 равен 20°);

α_ω — угол зацепления, или угол профиля начальный;

d — делительный диаметр (диаметр окружности, по которой обкатывается инструмент при нарезании), $d = Pz / \pi = mz$;

d_b — основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев), $d_b = d \cos \alpha$;

$d_{\omega 1}$ и $d_{\omega 2}$ — начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения):

$$d_{\omega 1} = 2a_\omega / (u + 1), \quad d_{\omega 2} = 2a_\omega - d_{\omega 1}.$$

У передач без смещения и при суммарном смещении $x_\Sigma = 0$ начальные и делительные окружности совпадают:

$$d_{\omega 1} = d_1 = mz_1; \quad d_{\omega 2} = d_2 = mz_2;$$

$$a_\omega — межосевое расстояние, \quad a_\omega = 0,5(d_{\omega 1} + d_{\omega 2}).$$

При нарезании колес со смещением делительная плоскость рейки (делительная окружность инструмента) смещается к центру или от центра заготовки на xm , где x — коэффициент смещения исходного контура: смещение от центра считается положительным ($x > 0$), а к центру — отрицательным ($x < 0$).

$$a_{\omega} = m[0,5(z_1 + z_2) + x_{\Sigma} - \Delta y],$$

где $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$, Δy — коэффициент уравнивающего смещения при $x_{\Sigma} \neq 0$, определяемый по ГОСТ 16530–83.

Для передач без смещения при $x_1 = -x_2$ или $x_{\Sigma} = 0$ $\Delta y = 0$; $a_{\omega} = a = 0,5m(z_1 + z_2)$, параметры колеса: высота зуба $h = 2,25m$; диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m$; диаметр впадин $d_f = d - 2,5m$;

g_a — длина активной линии зацепления, отсекаемая окружностями вершин зубьев.

Коэффициент торцевого перекрытия ϵ_{α} . При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления (рис. 6.4), у которого одна сторона равна длине активной линии зацепления g_a , а другая — рабочей ширине зубчатого венца b_{ω} . Пусть линия контакта 1 первой пары зубьев находится в начале поля зацепления, тогда при $P_b < g_a$ в поле зацепления находится еще и линия контакта 2 второй пары зубьев.

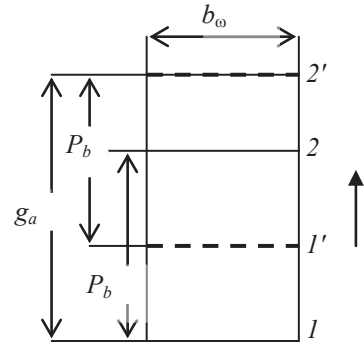


Рис. 6.4. Развертка зубчатого зацепления

При вращении колес линии 1 и 2 перемещаются в направлении, указанном стрелкой. Когда вторая пара придет на границу поля 2', тогда первая пара займет положение 1'. При дальнейшем движении на участке 1'–2 зацепляется только одна пара зубьев. Однопарное зацепление продолжается до тех пор, пока пара 1 не займет положение 2. В этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнется двухпарное зацепление.

Если рассмотреть профиль зуба, то следует отметить, что зона однопарного зацепления 1'–2 располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления.

В зоне однопарного зацепления зуб шестерни передает зубу колеса полную нагрузку F_n , а в зонах двухпарного зацепления (приближен-

но) — только половину нагрузки. Размер зоны однопарного зацепления зависит от значения коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{P_b}.$$

По условиям непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$.

Скольжение и трение в зацеплении

В точке контакта C (рис. 6.5, a) наблюдается перекатывание и скольжение зубьев. Скорость скольжения v_s как относительную скорость можно определить, используя известное правило механики. Сообщим всей системе угловую скорость ω_1 с обратным знаком.

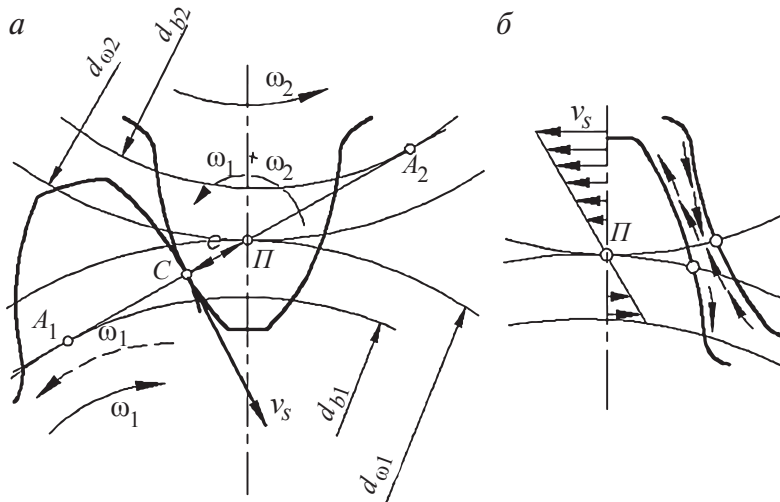


Рис. 6.5. Скольжение в зубчатой паре:

a — скольжение в зоне контакта; b — эпюра скорости скольжения

При этом шестерня останавливается, а колесо поворачивается вокруг полюса зацепления Π как мгновенного центра, с угловой скоростью, равной $(\omega_1 + \omega_2)$. Скорость относительного движения (скольжения) в точке C

$$v_s = e (\omega_1 + \omega_2).$$

Скорость скольжения пропорциональна расстоянию e точки контакта от полюса. В полюсе она равна нулю, а при переходе через полюс меняет знак. Максимальное скольжение наблюдается на ножках

и головках зубьев, на начальной окружности оно равно нулю и изменяет направление (рис. 6.5, б).

Скольжение сопровождается трением: трение является причиной потерь в зацеплении и износа зубьев. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых — наоборот. При постоянных диаметрах колес расстояние точек начала и конца зацепления от полюса, а следовательно, и скорость скольжения увеличиваются с увеличением высоты зуба и модуля зацепления. У мелко-модульных колес с большим числом зубьев скольжение меньше, а КПД выше, чем у крупномодульных с малым числом зубьев.

Точность изготовления и ее влияние на качество передачи

Качество передачи связано с ошибками изготовления зубчатых колес и деталей (корпусов подшипников и валов), определяющих их взаимное расположение. Деформация деталей под нагрузкой также влияет на качество передачи. Основными ошибками изготовления зубчатых колес являются ошибка шага и формы профиля зубьев, ошибки в направлении зубьев относительно образующей делительного цилиндра.

Ошибки шага и профиля нарушают кинематическую точность и плавность работы передачи. В передаче сохраняется постоянным только среднее значение передаточного отношения. Мгновенные значения i в процессе вращения периодически изменяются. Колебания i крайне нежелательны в кинематических цепях, выполняющих следящие, делительные и измерительные функции (станки, приборы). В силовых быстроходных передачах с ошибками шага и профиля связаны дополнительные динамические нагрузки, удары и шум в зацеплении.

Ошибки в направлении зубьев в сочетании с перекосом валов вызывают неравномерное распределение нагрузки по длине зуба.

Точность изготовления зубчатых передач регламентирует ГОСТ 1643–81, который предусматривает 12 степеней точности.

Каждая степень точности характеризуется тремя показателями: нормой кинематической точности, нормой плавности хода, нормой контакта зубьев. Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор.

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам.

Стандарт предусматривает также допуски на межосевое расстояние, перекося валов и некоторые другие параметры.

6.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач

Условия работы зуба в зацеплении

При передаче крутящего момента в зубчатом зацеплении, кроме нормальной силы, действует еще сила трения, связанная со скольжением. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии.

На работоспособность зуба оказывают влияние два основных напряжения: напряжения контактные σ_H и напряжения изгиба σ_F . Причем оба вида напряжения действуют на зуб непостоянно.

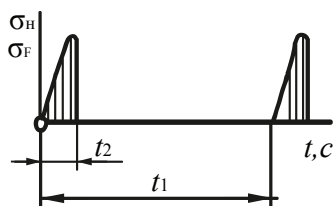


Рис. 6.6. Характер нагружения

Зуб находится в зацеплении в течение времени t_2 , а один полный оборот делает за время t_1 (рис. 6.6). Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: происходит выкрашивание поверхности от σ_H и поломка зубьев от σ_F .

Контактные напряжения и контактная прочность

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел. Для зубчатых колес контактные напряжения определяются для случая, когда первоначальный контакт цилиндров происходит по линии.

Напряжения определяются по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{2E_1E_2}{\pi[E_1(1-\mu_2^2) + E_2(1-\mu_1^2)]}},$$

где q — расчетная нагрузка; $\rho_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны; E_1 , E_2 — модули упругости колес; μ_1 , μ_2 — коэффициент Пуассона.

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$.

Приведенный радиус кривизны сжимаемых деталей $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2}$.

Напряжение рассчитываем по формуле Герца, справедливой для любых цилиндров:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}.$$

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q = \frac{F_n k}{l_{\Sigma}},$$

где F_n — нормальная сила в зацеплении; k — коэффициент расчетной нагрузки ($k = k_p k_v$, здесь k_p — коэффициент концентрации нагрузки; k_v — коэффициент динамичности нагрузки); l_{Σ} — суммарная длина линии контакта.

Концентрация (неравномерность распределения) нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи.

Для прямозубых цилиндрических передач $l_{\Sigma} = b_{\omega}$, для косозубых $l_{\Sigma} = b_{\omega} \varepsilon_{\alpha} / \cos \beta$, где β — угол установки зуба. Косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления, зубья нагружаются постепенно, по мере захода их в поле зацепления, а в зацеплении всегда находится минимум две пары зубьев. Плавность работы косозубого зацепления значительно выше, чем у прямозубого, а шум и дополнительные динамические нагрузки меньше.

Действие сил в зацеплении показано на рис. 6.7, а для прямозубой и рис. 6.7, б для косозубой передач.

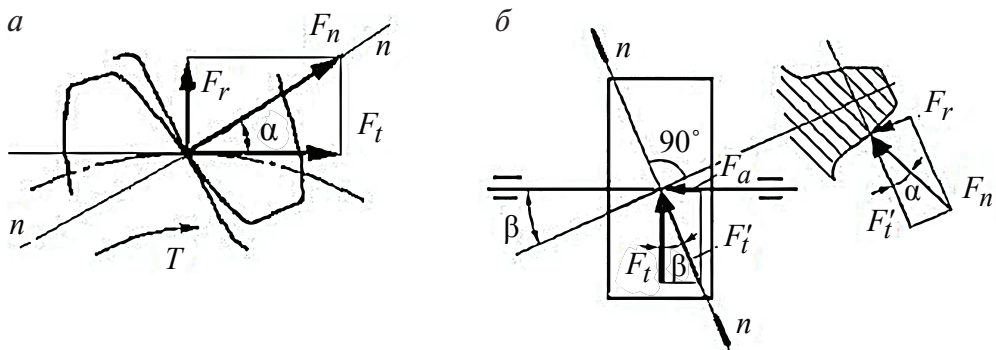


Рис. 6.7. Силы в зацеплении:

а — прямозубая передача; б — косозубая передача

Прямозубая передача: F_n — нормальная сила, направленная по линии зацепления как общей нормали к рабочим поверхностям зубьев ($F_n = F_t / \cos \alpha_\omega$); F_t — окружная сила ($F_t = 2T_1 / d_{\omega 1} = 2T_1 / d_1$); F_r — радиальная сила ($F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega$).

В косозубой передаче различают два сечения: торцовое $t-t$ и нормальное $n-n$. В нормальном сечении зуб такой же, как в прямозубой передаче. В торцовом $p_t = p_n / \cos \beta$, $m_t = m_n / \cos \beta$.

Окружная сила $F_t = 2T_1 / d_1$, осевая сила $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$, радиальная сила $F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_\omega = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega / \operatorname{tg} \beta$, нормальная сила $F_n = F_t' / \cos \alpha = F_t / (\cos \alpha_\omega \cos \beta)$.

Наличие в зацеплении осевых сил, которые дополнительно нагружают опоры валов и сами валы, является недостатком косозубых колес. Этот недостаток частично устраняется в шевронной передаче.

Для проверочных расчетов по контактным напряжениям можно использовать формулы:

$$1) \text{ для прямозубой передачи } \sigma_H = \frac{10720}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_{1H}(u_\phi \pm 1)^3}{b_\omega u_\phi}} \leq [\sigma_H];$$

$$2) \text{ для косозубой передачи } \sigma_H = \frac{8350}{a_\omega} \sqrt{\frac{T_{1H}(u_\phi \pm 1)^3}{b_\omega u_\phi}} \leq [\sigma_H].$$

В конструкторских, проектных расчетах обычно определяют неизвестные геометрические размеры передач, задаваясь значениями допускаемых напряжений.

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба

Поскольку напряжения изгиба не являются основной причиной разрушения передач, то расчет является проверочным. Единственным исключением являются мелко модульные колеса — напряжения изгиба в них могут привести к разрушению передачи.

При расчете прямозубой передачи проводится расчет для шестерни, поскольку ее зубья более нагружены, а также принимаются следующие допущения:

- 1) вся нагрузка передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба;
- 2) зуб рассматриваем как консольную балку, для которой справедлива гипотеза плоских сечений.

Напряжения изгиба определяются так:

$$\sigma_{F1} = 686 \frac{T_{1F} Y_{1F}}{m_n^2 z_1 b_\omega \gamma} \leq [\sigma_{F1}],$$

где T_{1F} — крутящий момент, $T_{1F} = T_1 k_{F\beta} k_{Fv}$, Н·м ($k_{F\beta}$ — коэффициент концентрации нагрузки; k_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки); Y_{1F} — безразмерный коэффициент формы зуба; m_n — нормальный модуль; γ — коэффициент износа зуба.

В косозубом зацеплении по напряжениям изгиба рассчитывается и шестерня, и колесо.

$$\sigma_{F1} = 390 \frac{T_{1F} Y_{1F}}{m_n^2 z_1 b_\omega \gamma} \leq [\sigma_{F1}], \quad \sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{2F}}{Y_{1F}}.$$

Повреждения поверхности зубьев

Практикой эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что нагрузка, допускаемая по контактной прочности зубьев, определяется в основном твердостью материала. Все виды повреждения поверхностей зубьев связаны с контактными напряжениями и трением:

1. Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев при хорошей смазке передач. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев. На поверхности появляются небольшие углубления, которые растут и превращаются в раковины. Основные меры предупреждения выкрашивания: определение размеров из расчета на усталость по контактными напряжениям; повышение твердости материала путем термообработки; повышение степени точности изготовления зубьев.

2. Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке (открытые и закрытые передачи, но плохо защищенные от загрязнения; сельскохозяйственные, транспортные, грузоподъемные машины; горнорудное оборудование). Основные меры предупреждения износа: повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

3. Задание наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев этих передач развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь про-

исходит сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты способствуют заеданию. Меры предупреждения заедания те же, что и против износа.

4. Пластические сдвиги наблюдаются у тяжелонагруженных тихоходных зубчатых колес, выполненных из мягкой стали. При перегрузках на мягкой поверхности зубьев появляются пластические деформации с последующим взрывом в направлении скольжения. Пластические сдвиги можно устранить повышением твердости рабочей поверхности зубьев.

5. Отслаивание твердого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых поверхностному упрочнению (азотирование, цементирование, закалка). Этот вид разрушения наблюдается при низком качестве термообработки. Отслаиванию способствуют перегрузки.

Таким образом, получаем, что именно выбор материала и твердости зубьев колеса играет определяющую роль в качестве и долговечности зубчатой передачи. Наибольшую твердость, а следовательно, и наименьшие габариты, и массу передачи можно получить при изготовлении зубчатых колес из сталей, подвергнутых термообработке. Чугун применяют главным образом для изготовления крупногабаритных, тихоходных колес и колес открытых зубчатых передач.

Сталь в настоящее время — основной материал для изготовления зубчатых колес. В зависимости от способа получения заготовки различают литые, кованные и штампованные колеса и колеса, изготавливаемые из круглого проката.

В зависимости от твердости (или термообработки) стальные зубчатые колеса разделяют на две основные группы: твердостью $HВ \leq 350$ — зубчатые колеса, нормализованные или улучшенные; твердостью $HВ > 350$ — с объемной закалкой, закалкой токами высокой частоты, цементацией, азотированием и др. Эти группы различны по технологии, нагрузочной способности и способности к приработке.

Твердость материала $HВ \leq 350$ позволяет производить чистовое нарезание зубьев после термообработки. При этом можно получить высокую точность без применения дорогих отделочных операций (шлифовки, притирки и т. п.). Колеса этой группы хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках.

Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 10–15 единиц:

$$H_1 = H_2 + (25...70)HB \text{ при } HB \leq 350;$$

$$H_1 = H_2 + (25...30)HB \text{ при } HB > 350.$$

Специальные виды термообработки позволяют получать HRC до 50–60 (HB до ~500–600). При этом допускаемые контактные напряжения увеличиваются до двух раз, а нагрузочная способность передачи — до четырех раз по сравнению с нормализованными или улучшенными сталями. Возрастает также износостойкость и стойкость против заедания.

Применение высокотвердых материалов является большим резервом повышения нагрузочной способности зубчатых передач. Однако с высокой твердостью связаны некоторые дополнительные трудности:

- 1) высокотвердые материалы плохо прирабатываются, поэтому они требуют повышенной точности изготовления, повышенной жесткости валов и опор, желательно фланкирование зубьев прямозубых колес;
- 2) термообработку, как правило, выполняют после нарезания. Некоторые виды термообработки (объемная закалка, цементация) сопровождаются значительным короблением зубьев, для исправления которого требуются дополнительные операции.

Способы упрочнения зубьев зубчатых колес:

1. Объемная закалка — наиболее простой способ получения высокой твердости зубьев. При этом зуб становится твердым по всему объему (используют для стали 45, 40X, 40XH и т. д.). Твердость на поверхности зуба HRC 45–55.

2. Поверхностная закалка током высокой частоты или пламенем ацетиленовой горелки обеспечивает HRC 48–54 и применима для сравнительно крупных зубьев ($m \geq 5$ мм).

3. Цементация (насыщение углеродом поверхностного слоя с последующей закалкой) — длительный и дорогой процесс, результат которого HRC 58–63.

4. Глубокая цементация (уровень обработки примерно 0,1–0,15 от толщины зуба, но не более 1,5–2 мм).

5. Нитроцементация — диффузионное насыщение углеродом и азотом в газовой среде. Обрабатывается тонкий поверхностный слой 0,3–0,8 мм, HRC 60–63.

6. Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает не меньшую твердость, чем при цементации. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

Выбор модуля и числа зубьев

Минимально допускаемое значение модуля можно определить из условий прочности зубьев на изгиб. Однако при таком расчете в большинстве случаев получают зацепление с очень мелкими зубьями, применение которых практически ограничено. Поэтому значение модуля выбирают обычно, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой, и затем проверяют на изгиб. В этих рекомендациях учитывают следующее.

Мелкомодульные колеса с большим числом зубьев предпочтительны по условиям плавности хода (увеличивается ε_α) и экономичности. При малых модулях уменьшаются потери на трение (уменьшается скольжение), сокращается расход материала и экономится станочное время нарезания зубьев (уменьшается объем срезаемого материала). В то же время при мелком модуле возрастают требования к точности и жесткости передачи, так как увеличивается возможность поломки зубьев вследствие концентрации нагрузки в особенности при перегрузках.

Крупномодульные колеса с большим объемом зубьев дальше противостоят износу, могут работать длительное время после начала выкрашивания, менее чувствительны к перегрузкам и неоднородности материала (дефекты литья и т. д.). Для силовых передач обычно рекомендуют модуль не менее 1,5 мм.

При выборе числа зубьев определяющей является прочность зуба. С уменьшением числа зубьев снижается толщина зуба у основания и вершины и увеличивается кривизна эвольвентного профиля. Такое изменение формы приводит к уменьшению прочности зуба. При дальнейшем снижении числа зубьев появляется подрезание ножки зуба (рис. 6.8, в), прочность зуба существенно снижается.

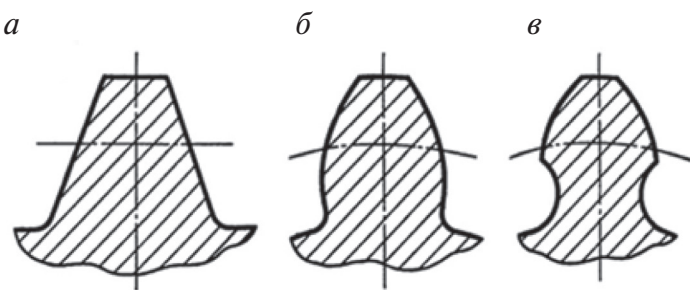


Рис. 6.8. Форма профиля при разном числе зубьев:

$a - z \rightarrow \infty$; $б - z > z_{\min}$; $в - z < z_{\min}$

При нарезании зубьев инструментом реечного типа для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания равно 17.

При $z \rightarrow \infty$ колесо превращается в рейку и зуб приобретает прямолинейные очертания.

Для устранения явлений подрезания зубьев нормального эвольвентного зацепления применяются специальные способы исправления их профиля, которые называются корригированием зубчатых зацеплений.

Корригированные зубья изготавливают на тех же станках и тем же стандартным инструментом. Разница в том, что инструмент устанавливают с некоторым смещением в радиальном направлении (заготовки при этом используются также измененного диаметра).

6.4. Червячные передачи

Червячная передача относится к передачам зацепления с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Возможны и другие углы перекрещивания, отличные от 90° , однако такие передачи встречаются достаточно редко.

Движение в червячных передачах преобразуется по принципу винтовой пары или по принципу наклонной плоскости.

Возможность получения больших передаточных отношений в одной паре, плавность и бесшумность работы, повышенная кинематическая точность, возможность самоторможения (при низком КПД) — все это достоинства червячной передачи.

Недостатки: сравнительно низкий КПД; повышенный износ и склонность к заеданию; необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов (бронза); повышенные требования к точности сборки.

Геометрические параметры и способы изготовления передач

В червячной передаче (рис. 6.9), так же как и в зубчатой, различают диаметры начальных и делительных цилиндров: $d_{\omega 1}, d_{\omega 2}$ — начальные диаметры червяка и колеса соответственно; d_1, d_2 — делительные диаметры червяка и колеса. В передачах без смещения $d_{\omega 1} = d_1$, $d_{\omega 2} = d_2$.

Точка касания начальных цилиндров является полюсом зацепления.

Червяки различают по следующим признакам:

- 1) по форме поверхности, на которой образуется резьба — цилиндрические и глобоидные;
- 2) по форме профиля резьбы — с прямолинейным и криволинейным профилем в осевом сечении (эвольвентный, архимедов (рис. 6.10), конволютный, нелинейчатый).

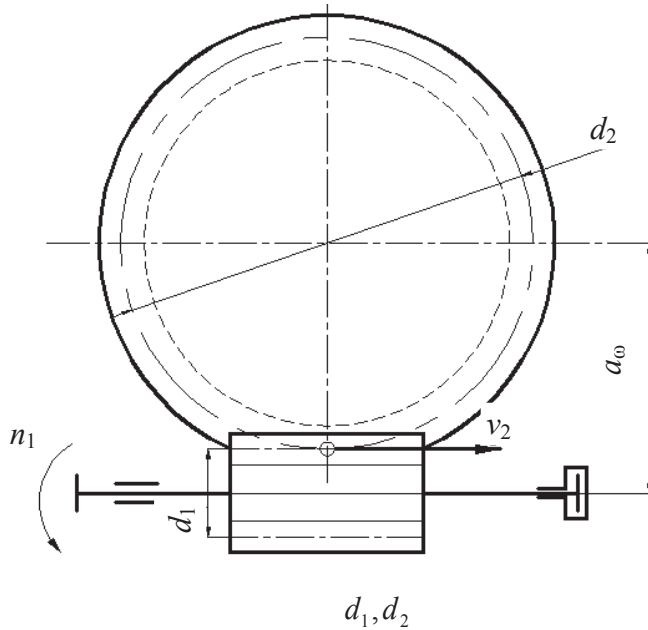


Рис. 6.9. Схема червячной передачи с ведущим червяком

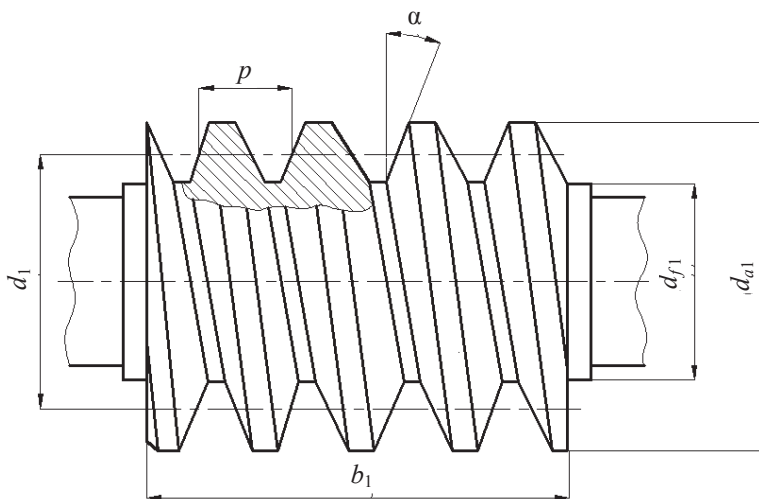


Рис. 6.10. Геометрические параметры червяка

Наиболее распространены цилиндрические червяки. У червяков с прямолинейным профилем (в осевом сечении) в торцовом сечении витки очерчены спиралью, отсюда название — архимедов червяк. Архимедов червяк подобен ходовому винту с трапецеидальной резьбой, его можно нарезать на обычных токарных или резьбофрезерных станках.

Исследования показали, что работоспособность червячной передачи повышается с уменьшением шероховатости поверхности и повышением твердости резьбы червяка. Эвольвентные червяки имеют эвольвентный профиль в торцовом сечении и, следовательно, подобны косозубым эвольвентным колесам, у которых число зубьев равно числу заходов червяка.

Параметры червяка (рис. 6.10): $\alpha = 20^\circ$ — профильный угол; $m = p/\pi$ — осевой модуль; z_1 — число заходов червяка.

Делительный диаметр червяка связан с модулем коэффициентом диаметра червяка $q = d_1/m$, значения m и q стандартизованы.

Для того чтобы исключить слишком тонкие червяки стандарт предусматривает увеличение q с уменьшением m . При тонком червяке увеличивается прогиб червячного вала, что нарушает правильность зацепления. Рекомендуется $q \geq 0,25z_2$.

Угол подъема винтовой линии γ : $\operatorname{tg} \gamma = \pi m z_1 / \pi d_1 = m z_1 / d_1 = z_1 / q$.

Диаметры червяка $d_1 = qm$; $d_{a1} = d_1 + 2m$; $d_{f1} = d_1 - 2,4m$.

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по условию использования одновременного зацепления наибольшего числа зубьев колеса.

Для червячного колеса при нарезании зубьев без смещения

$$d_2 = z_2 m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m; \quad d_{f2} = d_2 - 2,4m; \quad a_w = 0,5(q + z_2)m.$$

По условию нарезки зубьев колеса без смещения их минимальное количество должно быть $z_2 \geq 26$.

Точность изготовления: стандартом на червячные передачи ГОСТ 3675—81 установлено 12 степеней точности. Степени 3—6 рекомендуют для передач, от которых требуется высокая точность, а 5—9 рекомендуют для силовых передач.

Особое внимание уделяют нормам точности монтажа передачи, так как в червячной передаче ошибки положения колеса относительно червяка более вредны, чем в зубчатых передачах. В червячных передачах осевое смещение и небольшие изменения межосевого расстояния существенно влияют на распределение нагрузки по длине зуба.

Кинематические параметры передач

Передаточное отношение. В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_2 не совпадают. Они направлены под углом 90° и различны по значению. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: передаточное отношение не может быть выражено отношением диаметров, в относительном движении начальные цилиндры не обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка. Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е.

$$i = n_1/n_2 = z_2/z_1.$$

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Поскольку z_1 может быть небольшим

и часто равным единице (чего не может быть у шестерен), то в одной червячной паре можно получить большое передаточное отношение.

В силовых червячных передачах наиболее распространены $i = 10 \dots 60$, в кинематических цепях приборов и делительных механизмов встречается передаточное отношение до 300 и более. Ведущим в большинстве случаев является червяк.

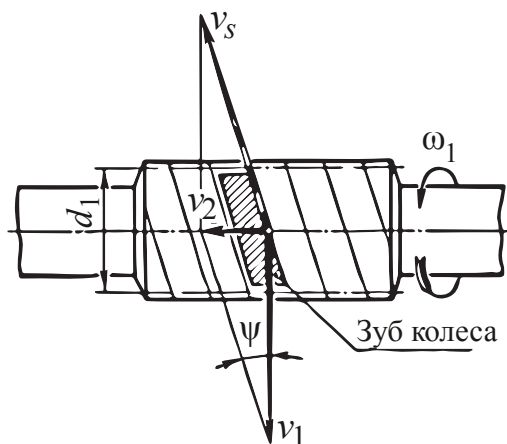


Рис. 6.11. Скольжение в червячной паре

Скольжение в зацеплении.

При движении витки червяка скользят по зубьям колеса как в винтовой паре. Скорость скольжения v_s направлена по касательной к винтовой линии червяка (рис. 6.11). Как относительная скорость она равна геометрической разности абсолютных скоростей червяка и колеса, которыми в данном случае являются окружные скорости v_1, v_2 .

$$\vec{v}_s = \vec{v}_1 - \vec{v}_2, \quad v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} = v_1 / \cos \gamma,$$

$$v_1 = \pi d_1 n_1 / 60; \quad v_2 = \pi d_2 n_2 / 60; \quad v_2/v_1 = \tan \gamma.$$

Здесь γ — угол подъема винтовой линии червяка. Так как практически $\gamma < 30^\circ$, то в червячной передаче v_2 всегда значительно меньше v_1 , а v_s больше v_1 . Большое скольжение в червячных передачах служит причиной пониженного КПД, повышенного износа и склонности к заеданию.

КПД червячной передачи, так же как и зубчатой, определяют по формуле

$$\eta = 1 - (\varphi_3 + \varphi_{\Pi} + \varphi_{\Gamma}),$$

где φ_3 — коэффициент потерь в зацеплении; φ_{Π} — коэффициент потерь в подшипниках; φ_{Γ} — коэффициент потерь гидравлических.

Различаются только формулы для определения потерь в зацеплении. По аналогии с винтовой парой для червячных передач запишем КПД зацепления при ведущем червяке $\eta_3 = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$.

КПД увеличивается с увеличением числа заходов червяка (увеличивается угол γ) и с уменьшением коэффициента трения или угла трения φ .

Если ведущим является колесо, то вследствие изменения направления сил получаем $\eta_3 = \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) / \operatorname{tg} \gamma$. При $\gamma \leq \varphi$, $\eta_3 = 0$ передача движения в обратном направлении (от колеса к червяку) становится невозможной. Получаем самотормозящую червячную пару. Свойство самоторможения червячных передач используют в грузоподъемных и других механизмах. Однако КПД самотормозящей передачи мал и всегда меньше 0,5. Для надежности самоторможения рекомендуют $\gamma \leq 0,5\varphi$.

Значения коэффициента трения при наличии удовлетворительной смазки зависит от скорости скольжения (чем больше скорость, тем ниже КПД), шероховатости поверхности трения и качества смазки.

Для предварительных расчетов коэффициент полезного действия η оценивается ориентировочно по нижеприведенным средним значениям числа заходов червяка:

$$z_1 = 1 \dots\dots\dots 0,70-0,75$$

$$z_1 = 2 \dots\dots\dots 0,75-0,82$$

$$z_1 = 4 \dots\dots\dots 0,87-0,92$$

После определения размеров передачи значение выбранного КПД проверяют расчетом.

Силу взаимодействия червяка и колеса принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления по нормали к рабочей поверхности витка.

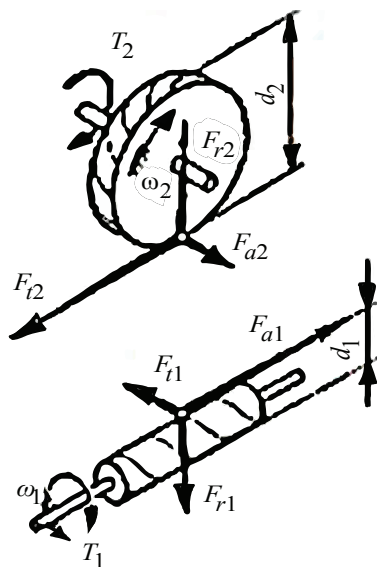


Рис. 6.12. Силы в червячной паре

В червячном зацеплении (рис. 6.12) действуют окружная сила червяка F_{t1} , равная F_{a2} — осевой силе колеса, $F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1$, окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка F_{a1} , $F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2$, радиальная сила $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$, нормальная сила $F_n = F_{t2} / (\cos \alpha \cos \gamma)$, где T_1 и T_2 — моменты на червяке и колесе: $T_2 = T_1 i \eta$.

Расчет прочности зубьев червячной передачи

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба и контактным напряжениям. В отличие от зубчатых в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев.

Повышенный износ и заедание червячных передач связаны с большими скоростями скольжения и неблагоприятным направлением скольжения относительно линии контакта.

Для предупреждения заедания ограничивают значения контактных напряжений и применяют специальные антифрикционные пары материалов: червяк—сталь, колесо—бронза или чугун. Устранение заедания в червячных передачах не устраняет абразивного износа зубьев. Интенсивность износа зависит также от значения контактных напряжений, поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный. Только при мелко модульных колесах с большим числом зубьев (более 100) напряжения изгиба могут оказаться решающими.

Расчет на прочность по контактным напряжениям

Основное уравнение $\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}}$ применяют и для червячно-

го зацепления. Для архимедовых червяков радиус кривизны витков червяка в осевом сечении $\rho_1 = \infty$.

По формуле кривизны контакта двух цилиндров $\frac{1}{\rho_{\text{пр}}} \approx \frac{2 \cos^2 \gamma}{d_2 \sin \alpha}$.

Удельная нагрузка для червячных передач аналогична косозубой передаче

$$q = \frac{F_n k_H}{l_\Sigma} = \frac{2 T k_H}{d_2 d_1 \delta \varepsilon_\alpha \xi \cos \alpha},$$

где l_Σ — суммарная длина контактной линии; ε_α — торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса; ξ — коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактной линии.

По напряжениям изгиба рассчитывают только зубья колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее:

$$\sigma_F = \frac{444 T_{2F} Y_{2F}}{m^3 z_1 u_\phi \lambda (q + 1,5) \cdot 10^9} \leq [\sigma_{F2}],$$

где Y_{2F} — коэффициент формы зуба; λ — коэффициент режима.

Материалы и допускаемые напряжения

Червяки современных передач изготавливают из углеродистых или легированных сталей. Наибольшей нагрузочной способностью обладают пары, у которых витки червяка подвергают термообработке до высокой твердости (закалка, цементация) с последующим шлифованием.

Червячные колеса изготавливают преимущественно из бронзы, реже из латуни или чугуна. Оловянные бронзы типа ОФ10–1, ОНФ и другие считаются лучшим материалом для червячных колес, однако они дороги и дефицитны. Их применение ограничивается передачами при сравнительно высоких скоростях скольжения (5–25 м/с). Безоловянистые бронзы (например, алюминиево-железистые типа АЖ9–4 и др.) обладают повышенными механическими характеристиками (НВ, предел прочности), но имеют пониженные противозадирочные свойства. Их применяют в паре с твердыми (HRC > 45) шлифованными и полированными червяками для передач, у которых скорость скольжения менее 5 м/с. Чугун серый или модифицированный применяют при скоростях менее 2 м/с, преимущественно в ручных приводах.

Допускаемые контактные напряжения для оловянистых бронз $[\sigma_H] \approx (0,75 \dots 0,9) \sigma_B$ — при шлифованном и полированном червяке

с твердостью $HRC \geq 45$; $[\sigma_H] \approx C_V 0,75\sigma_B$ — при несоблюдении указанных условий для червяка, где C_V — коэффициент, учитывающий скорость скольжения, $C_V = f(v_s)$. Для бронзы БрАЖ9–4 $[\sigma_H] \approx 300 \dots 25v_s$ — при шлифованном и полированном червяке с твердостью $HRC \geq 45$. При проектном расчете скорость скольжения оценивают по приближенной зависимости $v_s = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}$. Приведенные зависимости относятся к длительному сроку службы при нагрузке, близкой к постоянной.

Допускаемые напряжения изгиба для всех марок бронз $[\sigma_F] = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$.

Тепловой расчет зубчатых передач

Механическая энергия, потерянная в передаче, превращается в тепловую и нагревает передачу. Если отвод теплоты недостаточный, то передача перегревается и выходит из строя. Количество теплоты, выделяющейся в передаче в секунду, или тепловая мощность Φ :

$$\Phi = P_1(1 - \eta),$$

где P_1 — мощность на входном валу, Вт; η — КПД передачи.

Через стенки корпуса редуктора теплота передается окружающему воздуху — происходит естественное охлаждение. Количество теплоты, отданной при этом в секунду, или мощность теплоотдачи,

$$\Phi_1 = K(t_1 - t_0)A,$$

где K — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·°С); t_1 — внутренняя температура редуктора или температура масла, °С; t_0 — температура окружающей среды (воздух), °С; A — площадь поверхности охлаждения, м².

Если в уравнениях расчета выделения тепла и теплоотдачи $\Phi \leq \Phi_1$, это означает, что естественного охлаждения достаточно. В противном случае необходимо применять искусственное охлаждение или снижать мощность передачи.

Искусственное охлаждение осуществляется следующими способами:

1. Обдувают корпус воздухом с помощью вентилятора. При этом коэффициент теплоотдачи повышается до 20–28 Вт/(м²·°С). Обдуваемая поверхность обычно снабжается ребрами.

2. Устанавливают в корпусе водяные полости или змеевик с проточной водой. При этом K повышается до 90–200 Вт/(м²·°С) при скорости воды в трубе до 1 м/с.

3. Применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками.

В двух первых случаях, а также в случае естественного охлаждения смазка осуществляется путем частичного погружения одного из колес пары или червяка в масляную ванну.

Глубина погружения колес в масло не должна превышать высоты зуба или витка червяка для быстроходных колес и $1/3$ радиуса тихоходных колес. Рекомендуемое количество масла в ванне 0,35–0,7 литра на 1 кВт передаваемой мощности.

Искусственное охлаждение применяют в некоторых случаях для червячных и глобоидных передач. Для остальных зубчатых передач, как правило, достаточно естественного охлаждения.

Сорт масла выбирают в зависимости от окружной скорости и нагрузки передачи.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные функции передач.
2. Как влияет повышение твердости зубьев на работу передачи?
3. Чем следует руководствоваться при выборе модуля передачи и определении числа зубьев?
4. Какие основные виды разрушения зубьев колес вы знаете?
5. Почему для червячной передачи проводится тепловой расчет?
6. Какие пары материалов рекомендуется использовать при проектировании червячного редуктора?

7. Конструирование других видов передач движения и механизмов. Пружины

7.1. Фрикционные передачи

Фрикционные передачи обладают рядом достоинств, основными из которых являются простота и бесшумность работы, равномерность вращения колес, возможность регулирования скорости (без остановки передачи), небольшая стоимость колес (катков). К недостаткам фрикционных передач относятся значительные нагрузки на валы и подшипники, непостоянство передаточного числа, сравнительно низкий КПД, неравномерный износ рабочих поверхностей колес.

Фрикционные передачи по форме фрикционных катков могут быть цилиндрическими, коническими, лобовыми; с внешним и внутренним контактом. Главное достоинство фрикционных передач заключается в возможности создания на их базе фрикционных вариаторов (бесступенчатых коробок передач). Редко применяют передачи с постоянным передаточным отношением. Чаще используют фрикционные вариаторы там, где требуется бесступенчатое регулирование. Фрикционные вариаторы нашли применение в приводах с малыми габаритами — в станках и транспортных машинах. При рациональном конструировании и тщательном изготовлении они имеют наиболее высокий КПД — до 0,95.

Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сил прижатия F_n . При этом должно быть $F_t \leq F$ (окружная сила F_t меньше силы трения между катками F). Для передачи с цилиндрическими катками $F = F_n f$, где f — коэффициент трения. Нарушение этого условия приводит к пробуксовыванию и быстрому износу катков.

Все фрикционные передачи можно разделить на две группы: передачи нерегулируемые (с постоянным передаточным числом) и передачи регулируемые, или вариаторы, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование).

Каждая из указанных групп охватывает большое количество передач, различающихся по конструкции и назначению. Например, различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов, с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков, с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него и т. д.

Схема простейшей нерегулируемой передачи показана на рис 7.1: передача состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью, закрепленных на параллельных валах.

Существует два способа прижатия катков — с постоянной силой, которую определяют по максимальной нагрузке передачи, и с переменной силой, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. Постоянное прижатие катков происходит за счет предварительной деформации упругих элементов при сборке, либо установки специальной пружины, либо использования собственной массы элементов системы.

Регулируемое прижатие требует применения специальных нажимных устройств. Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков. Лучшие показатели получают при регулируемом прижатии.

Схема простейшего лобового вариатора показана на рис. 7.2. Ведущий ролик *A* можно перемещать по валу. Передаточное отношение плавно меняется в соответствии с изменением рабочего диаметра ведомого диска. Если перевести ролик на левую сторону, то изменится направление вращения ведомого вала, т. е. лобовой вариатор обладает свойством реверсивности.

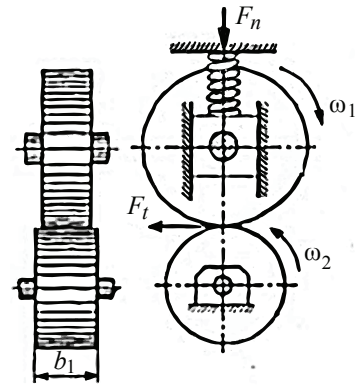


Рис. 7.1. Схема фрикционной передачи

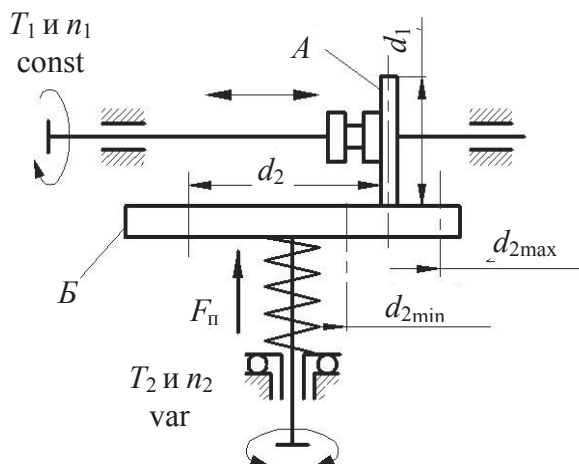


Рис. 7.2. Лобовой вариатор

Передаточное отношение и сила прижатия фрикционной передачи с гладкими цилиндрическими катками определяются по формулам

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} \approx \frac{d_2}{d_1}, \quad F_{\text{п}} = \frac{KF_t}{f},$$

где $\xi = 0,01 \dots 0,03$ — коэффициент скольжения; K — запас сцепления, равный для силовых передач 1,25–1,5, для передач приборов — 3.

Коэффициент трения во фрикционных передачах имеет для разных случаев разные значения: для стали по стали в масле $f = 0,04 \dots 0,05$, стали по стали или чугуна без смазки $f = 0,15 \dots 0,2$, стали по текстолиту или фибре без смазки $f = 0,2 \dots 0,3$.

Для вариатора одна из основных характеристик — диапазон регулирования

$$D = \frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}} = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{d_{2\text{max}}}{d_{2\text{min}}}.$$

Также определяют максимальные и минимальные значения передаточного отношения:

$$i_{\text{max}} = \frac{n_1}{n_{2\text{min}}} = \frac{d_{2\text{max}}}{d_1}; \quad i_{\text{min}} = \frac{n_1}{n_{2\text{max}}} = \frac{d_{2\text{min}}}{d_1}.$$

Теоретически для лобового вариатора можно получить $d_{2\text{min}} \rightarrow 0$, $D \rightarrow \infty$. Практически диапазон регулирования ограничива-

ется значениями $D \leq 3$, так как при малых d_2 значительно возрастает скольжение и износ, а КПД понижается.

Для повышения диапазона регулирования применяют двухдисковые лобовые вариаторы с промежуточным роликом (диапазон 8–10). Применяют также клиноременные вариаторы, торовые вариаторы и т. д. (рис. 7.3).

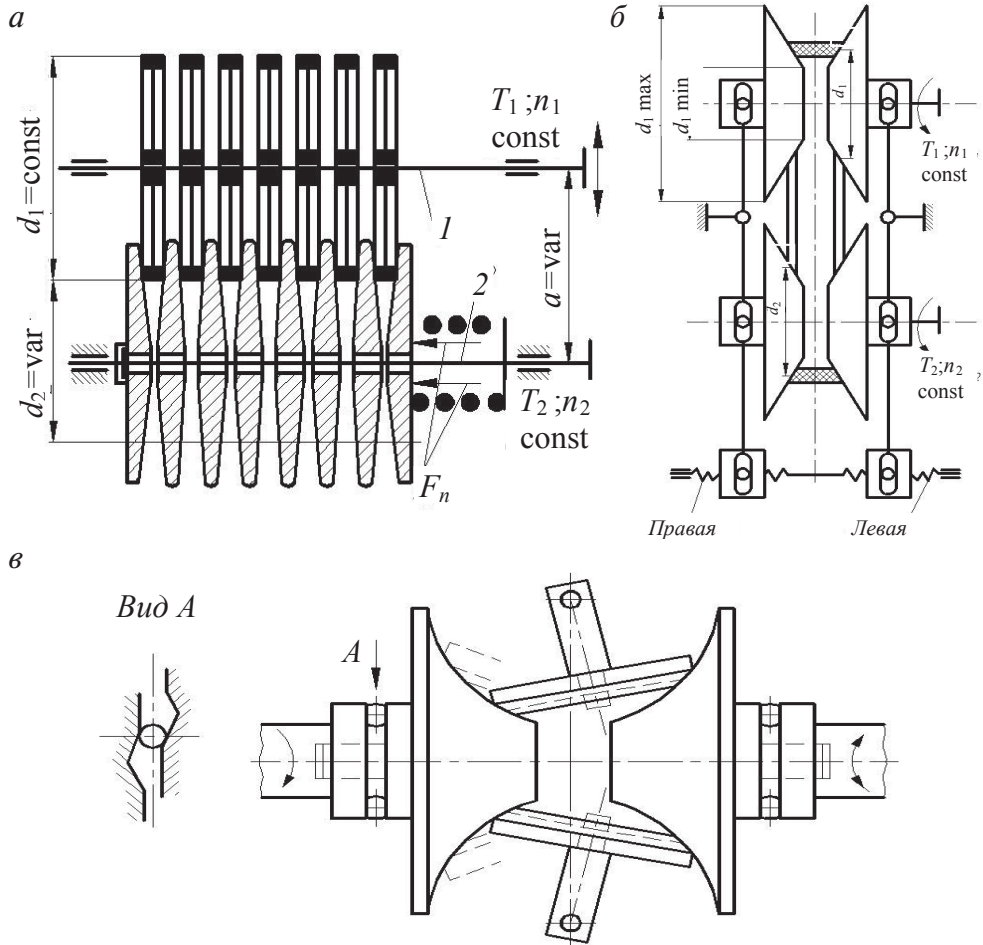


Рис. 7.3. Типы вариаторов:

а – дисковый: 1 – ведущий вал, 2 – ведомый вал; б – клиноременный; в – торовый

Основным фактором, влияющим на качество работы фрикционной передачи, является скольжение — оно приводит к износу, уменьшению КПД и непостоянству передаточного отношения.

Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие $F_t \geq F$. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задир поверхности.

Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями в зоне контакта. Величина этого скольжения невелика и обычно не превышает 0,2 % для стальных катков и 1 % для текстолита по стали. Это можно объяснить на примере цилиндрической передачи. Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости по линии контакта равны и скольжения не происходит. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке. Равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки. Во всех других точках происходит скольжение.

Помимо упругого скольжения катков, которое возникает так же, как и в ременных передачах, во фрикционных передачах может иметь место еще геометрическое скольжение вследствие разности скоростей ведущего и ведомого катков по длине контакта b . Геометрическое скольжение не позволяет катки делать широкими, вследствие чего в передаче возникают большие контактные напряжения, ограничивающие передаваемую мощность. Геометрическое скольжение является основной причиной износа рабочих поверхностей фрикционных передач.

Геометрическое скольжение можно рассчитать по формуле

$$\Delta = T_1 b / (d_1 F_n f).$$

Непостоянство передаточного отношения связано как раз с геометрическим скольжением. Передаточное отношение определяется как $i = \frac{d_2}{d_1}$, где d_2 связано со значением Δ , а Δ , в свою очередь, изменяется с изменением нагрузки T_1 при непостоянном передаточном отношении и зависит от длины линии контакта или ширины ролика.

КПД вариаторов в основном зависит от потерь на скольжение и потерь в опорах валов. При высоких передаточных отношениях КПД выше, при малых — существенно падает. По этой причине ограничиваются диапазоны регулирования.

Основы расчета фрикционных пар

Все виды разрушения (усталостное выкрашивание, износ, задиры поверхности) зависят от напряжений в месте контакта. Поэтому прочность и долговечность фрикционных пар оценивают по контактным напряжениям.

Расчетные контактные напряжения при начальном касании по линии определяют по формуле $\sigma_n = 0,418 \sqrt{F_n E_{пр} / (b \rho_{пр})} \leq [\sigma_n]$, при начальном касании в точке $\sigma_n = m \sqrt{F_n E_{пр}^2 / \rho_{пр}^2} \leq [\sigma_n]$, где F_n — сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости; b — длина линии контакта, m — коэффициент, зависящий от формы тел качения; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны.

Допускаемые напряжения для закаленных сталей твердостью HRC ≥ 60 при начальном касании по линии и при хорошей смазке принимают $[\sigma_n] = 1000 \dots 1200$ МПа. При начальном контакте в точке $[\sigma_n] = 2000 \dots 2500$ МПа.

Для текстолита (без смазки) при контакте по линии $[\sigma_n] = 80 \dots 100$ МПа.

7.2. Ременные передачи

Ременные передачи применяются для передачи вращения между параллельными удаленными валами. Область распространения этих передач в настоящее время значительно сократилась, однако они еще находят широкое применение в качестве первичного привода от двигателя, а также привода к механизмам, обладающим большим моментом вращающихся масс. При трогании с места и в случае внезапных перегрузок ремни пробуксовывают, спасая механизмы от поломок.

Передача состоит из двух шкивов, закрепленных на валах и ремня, охватывающего шкивы (рис. 7.4).

Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня различают: плоско-, клино-, поликлино-, кругло- и зубчатоременную передачи (рис. 7.5).

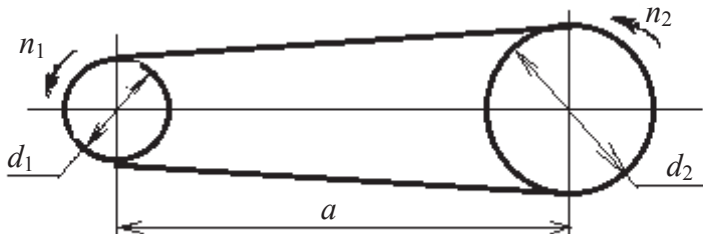


Рис. 7.4. Схема ременной передачи

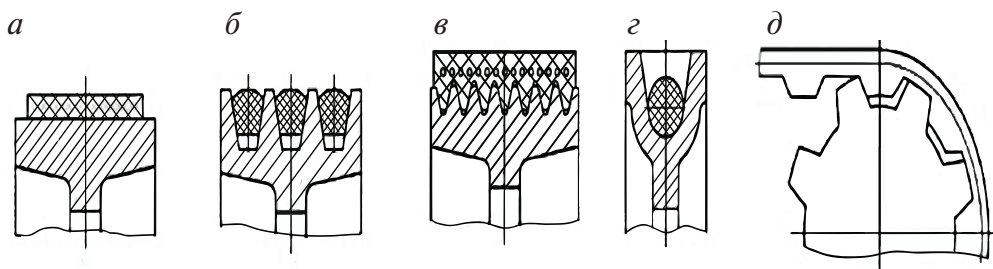


Рис. 7.5. Виды ременных передач:

а — плоскоременная; *б* — клиноременная; *в* — поликлиноременная; *г* — круглоременная;
д — зубчатоременная

Преимуществами ременной передачи являются возможность передачи движения на значительное расстояние (до 15 метров и более), плавность и бесшумность работы за счет эластичности ремня, предохранение механизмов от резких колебаний нагрузки и от перегрузки за счет возможного проскальзывания ремня, простота конструкции и эксплуатации (не нужна смазка), смягчение вибраций и толчков вследствие упругости ремня.

Недостатками являются повышенные габариты, некоторое непостоянство передаточного отношения, повышенная нагрузка на валы и опоры из-за натяжения ремня, низкая долговечность ремней (1000–5000 часов).

Ременные передачи применяют преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительном расстоянии, когда передаточное число может быть не строго постоян-

ным. В современном машиностроении наибольшее распространение имеют клиновые ремни либо зубчатоременные передачи.

Способы натяжения ремней:

- 1) за счет использования силы тяжести;
- 2) растяжение затяжкой винта;
- 3) роликовое натяжение.

Соединение концов ремней выполняется сшивкой, склеиванием, металлическим скреплением.

Основные критерии работоспособности:

- 1) тяговая способность, определяемая силой трения;
- 2) долговечность ремня, которая ограничивается разрушением ремня от усталости.

В настоящее время основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

Кинематические параметры ременной передачи

Окружные скорости на шкивах: $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60$; $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60$.

С учетом упругого скольжения ремня можно записать $v_2 < v_1$; $v_2 = v_1(1 - \xi)$, где ξ — коэффициент скольжения, который при нормальном режиме работы равен 0,01–0,02. Различают два вида скольжения — упругое скольжение и буксование. Упругое скольжение наблюдается при любой нагрузке передачи, а буксование только при перегрузке.

Передаточное число ременной передачи определяется по формуле

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}.$$

Геометрические параметры передачи (рис. 7.6): диаметры шкивов d_1 и d_2 , межосевое расстояние a , углы обхвата шкивов α_1 и α_2 и угол между ветвями ремня β .

Угол обхвата ремнем малого шкива $\alpha_1 = 180 - \beta$, где $\sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2a}$

(обычно не превышает 15°).

Межосевое расстояние определяется при заданной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \left(2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right),$$

а расчетная длина ремня — при известном межосевом расстоянии $l \approx 2a + [0,5\pi(d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2] / (4a)$.

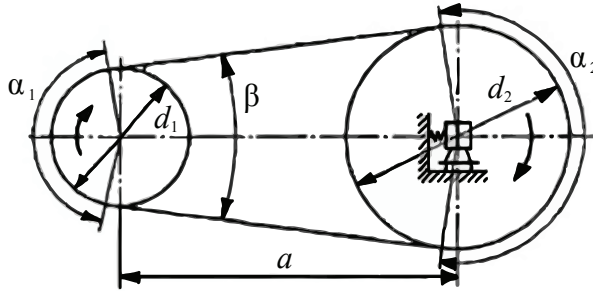


Рис. 7.6. Геометрия ременной передачи

Силы и напряжения в ременной передаче

Для создания необходимого трения между ремнем и ободом шкива ремень должен иметь достаточную силу предварительного натяжения F_0 (рис. 7.7, а), что достигается предварительным натяжением ремня при монтаже или с помощью подвижной опоры. Чем больше F_0 , тем выше тяговая способность передачи. Но при большом начальном натяжении ремень получает и большую вытяжку, снижается его долговечность. Поэтому F_0 выбирают таким, чтобы ремень мог сохранить натяжение достаточно длительное время, не получая большой вытяжки.

В нагруженной передаче (рис. 7.7, б) появляются силы натяжения ведущей и ведомой ветвей F_1 , F_2 , а также окружная сила передачи $F_t = 2T_1 / d_1$.

По условию равновесия шкива имеем

$$T_1 = 0,5d_1(F_1 - F_2) \text{ или } F_t = (F_1 - F_2).$$

Геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной как в ненагруженной, так и в нагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви

$$F_1 = F_0 + \Delta F; F_2 = F_0 - \Delta F \text{ или } F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Способность передавать нагрузку (тяговая способность), которая связана с величиной силы трения между ремнем и шкивом, установлена Эйлером:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}.$$

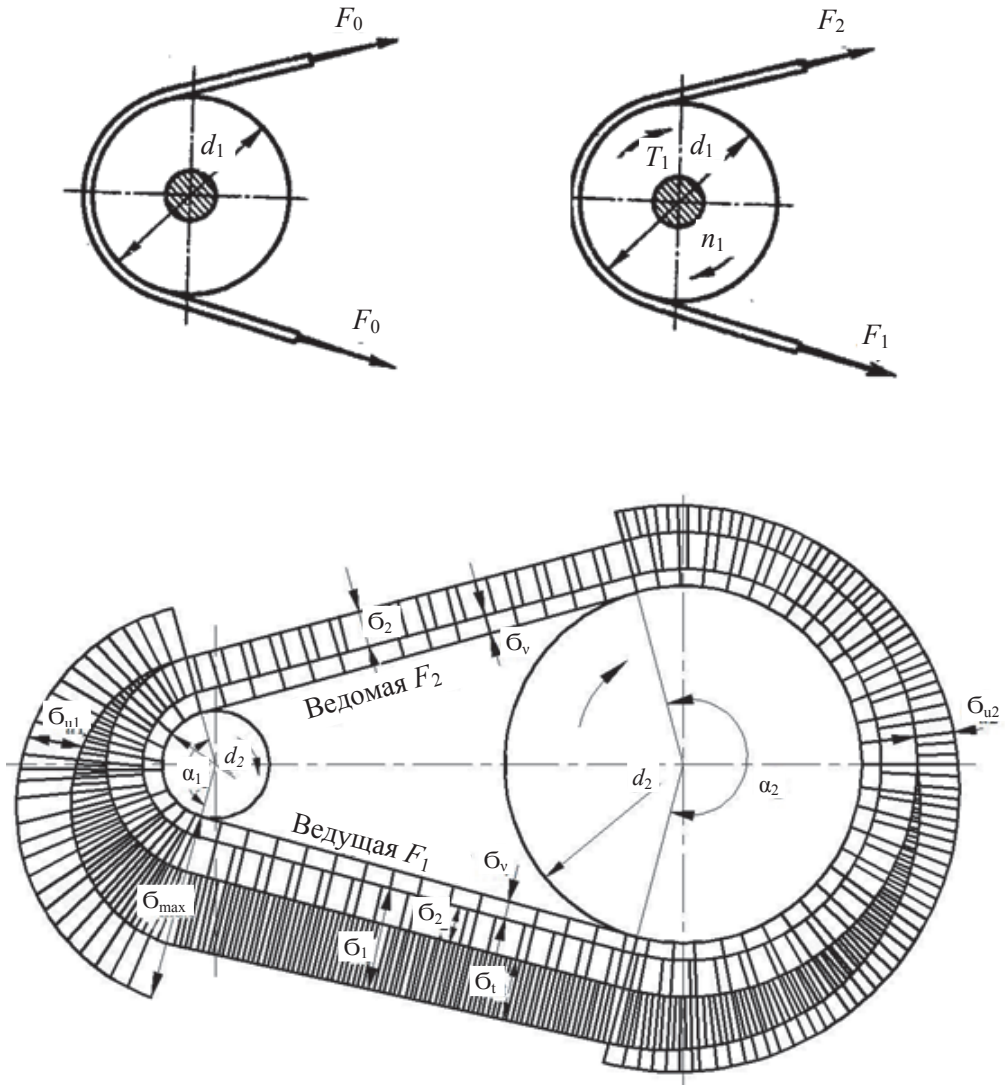


Рис. 7.7. Силы и напряжения в ременной передаче:

a — силы в ненагруженной передаче; b — силы под нагрузкой; v — напряжения в ремне

Связь сил натяжения ветвей работающей передачи с нагрузкой и факторами трения, а также минимально необходимое предварительное натяжение ремня для передачи заданной нагрузки рассчитываются по формулам

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = 0,5 F_t \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}.$$

Если $F_0 < 0,5F_t \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1}$, то начнется буксование ремня.

Силу трения, нагрузочную способность передачи и полезное действие предварительного натяжения уменьшает действие центробежных сил F_v . Учитывать их при расчете необходимо при больших скоростях (более 20 м/с):

$$F_v = \rho A v^2,$$

где ρ — плотность материала ремня; A — площадь ремня; v — окружная скорость.

Наибольшие напряжения (рис. 7.7, в) создаются в ведущей ветви ремня. Они складываются из σ_1 , σ_v , $\sigma_{\text{и}}$: $\sigma_1 = F_1 / A$; $\sigma_v = F_v / A = \rho v^2$.

Учитывая, что $F_1 = F_0 + F_t / 2$, можно представить σ_1 в виде

$$\sigma_1 = F_0 / A + 0,5F_t / A = \sigma_0 + 0,5\sigma_t,$$

где σ_0 — напряжение от предварительного натяжения, $\sigma_0 = F_0 / A$; σ_t — так называемое полезное напряжение, $\sigma_t = F_t / A$. Полезное напряжение можно представить как разность напряжений ведущей и ведомой ветвей: $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$.

В той части ремня, которая огибает шкив, возникают напряжения изгиба $\sigma_{\text{и}}$. По закону Гука $\sigma_{\text{и}} = \varepsilon E$, где ε — относительное удлинение наружных волокон $\varepsilon = 2y_{\text{max}} / d$ (здесь y_{max} — расстояние от нейтральной линии до опасных волокон, с которых начинается разрушение ремня); E — модуль упругости. Напряжения изгиба являются главной причиной усталостного разрушения ремня, так как изменяются циклически.

Напряжения от центробежной силы $\sigma_v = F_v / A$; при скоростях менее 25 м/с незначительны.

Суммарное максимальное напряжение в ведущей ветви в месте набегания ремня на малый шкив постоянно на всей дуге покоя:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\text{и}} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{\text{и}}.$$

Потери мощности в ременной передаче складываются из потерь в опорах валов, потерь от скольжения ремня по шкивам, потерь на внутреннее трение в ремне, связанное с периодическим изменением деформаций и с основными деформациями изгиба, потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкива.

Все эти потери трудно учесть в расчете, поэтому КПД передачи определяется экспериментально. При нагрузках, близких к расчетным, среднее значение КПД для плоскоремennых передач 0,97, для клиноремennых — 0,96.

Применение клинового ремня позволяет увеличить тяговую способность передачи путем повышения трения примерно в 3 раза. В клиноремennой передаче трение увеличивается с уменьшением угла клина. Шкивы имеют в ободе канавки под клиновое ремне. Угол канавок варьируется в диапазоне 34—40° и зависит от диаметра шкива. Уменьшение угла нежелательно, так как возникает явление самозаклинивания ремня в канавке шкива.

Клиновые ремни выполняются бесконечными прорезиненными, трапецеидальной формы, с несущим слоем в виде нескольких слоев кордткани или шнура (рис. 7.8).

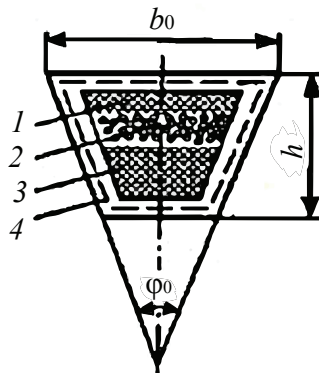


Рис. 7.8. Параметры клиновой передачи:

1 — резиноканевый слой растяжения; 2 — несущий слой (корд);
3 — резиновый слой сжатия; 4 — обертка

Форму канавки выполняют так, чтобы между ее основанием и ремнем был зазор Δ . Ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра, так как кромки канавок могут разрушать ремень.

Значение $f / \sin(\varphi / 2) = f'$ называют приведенным коэффициентом трения. Для стандартных ремней угол составляет 40°. При этом $f' = f / \sin(20^\circ) \approx 3f$.

Для передач общего назначения по ГОСТ 1284.1–89 изготавливают 7 типов клиновых ремней, отличающихся размерами поперечного сечения (размеры сечения соответственно увеличивают от типа 0 к типу Е).

7.3. Конструирование пружин

Пружины разнообразных типов и конструкций применяются во множестве механизмов и машин. Они предназначены для силового замыкания, аккумулирования энергии, измерения сил и моментов.

По назначению пружины различают силовые, обеспечивающие действие усилий, амортизаторы, воспринимающие энергию удара и рассеивающие ее, пружины — источники движения. Пружины делят по конструкции (форме) на следующие группы: винтовые, спиральные (витые), тарельчатые, кольцевые, пластинчатые, прямые и изогнутые.

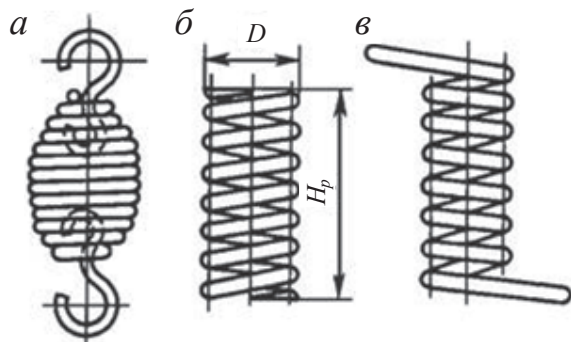


Рис. 7.9. Виды пружин:

а — растяжения; б — сжатия; в — кручения

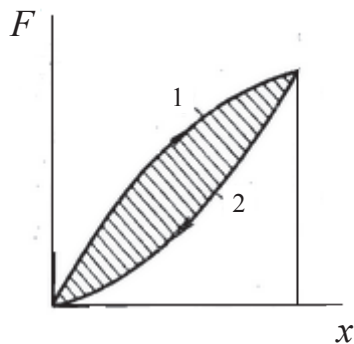


Рис. 7.10. Кривые деформирования пружины

Наиболее широко применяют спиральные пружины, навиваемые из проволоки, чаще всего круглого сечения, иногда квадратного или прямоугольного сечения. В некоторых случаях пружины навивают из тросов, свитых из нескольких жил (многожильные пружины).

По назначению спиральные пружины подразделяют на пружины сжатия, растяжения и кручения (рис. 7.9).

Одной из важнейших характеристик пружин является жесткость $C_F = dF / d\lambda$ или $C_{\phi T} = dT / d\phi$, где λ — линейное перемещение, ϕ — угловое перемещение, или угол поворота.

Площадь под кривой 2 пропорциональна энергии W_2 , возвращаемой при снятии деформирующей силы. Площадь, ограниченная кривыми 1 и 2 (заштрихована), пропорциональна энергии W_1 , затрачиваемой на трение (на преодоление диссипативных сил неупругого сопротивления). Отношение $W_2 / (W_1 + W_2)$ служит для количественной

оценки демпфирующих свойств и называется коэффициентом демпфирования. Демпфирование обусловлено внутренним трением в материале упругого элемента и внешним трением, вызванным взаимодействием перемещающихся одна относительно другой сопряженных поверхностей.

Для большинства пружин из металлов коэффициент жесткости можно принять постоянным. Поэтому, учитывая незначительность потерь в металлах на внутреннее трение (если напряжения меньше предела пропорциональности) для металлических пружин кривые загрузки и разгрузки можно представить одной прямой линией.

Цилиндрические винтовые пружины

Пружины этой группы по конструкции весьма надежны в работе, занимают мало места, просто и удобно устанавливаются. Важнейшие параметры цилиндрических пружин (рис. 7.11):

- d — диаметр проволоки (или размеры сечения прямоугольного витка);
- D_{cp} — средний диаметр;
- n — число рабочих витков;
- t — шаг витков;
- $\alpha = \arctg\left(\frac{t}{\pi D}\right)$ — угол винтовой линии (не более 12°);
- $c = D/d$ — индекс пружины;
- L_0 — общая высота пружины.

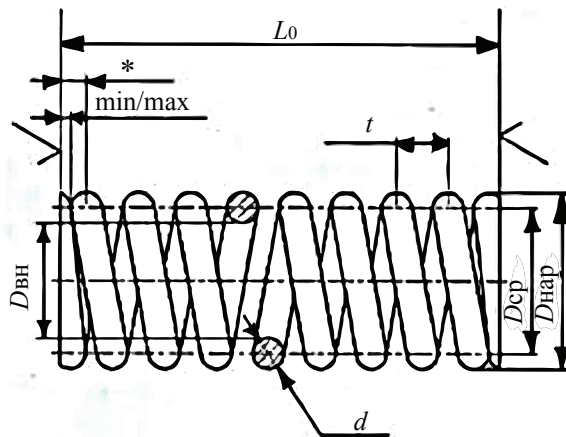


Рис. 7.11. Пружина сжатия

В пружинах сжатия крайние витки сближают между собой и навивают без зазора, а торцовые поверхности шлифуют для получения опорной плоскости, обеспечивающей необходимую устойчивость благодаря передаче усилия по возможности с минимальным смещением от оси пружины.

Навивка этих пружин осуществляется с зазором между витками $t-d$, превышающим на 10–20 % наибольшую деформацию λ_{\max} / n , приходящуюся на один виток. Это необходимо для предупреждения изменения жесткости пружины в результате касания витков, вызванного погрешностями шагов.

Длина рабочей части пружины $L_{\text{раб}} = nt$.

Общая высота пружины сжатия L_0 во избежание потери продольной устойчивости должна удовлетворять условию $L_0 / D < 2,5 \dots 3$. При больших значениях L_0 / D пружины устанавливают на оправках или в гильзах.

Пружины растяжения (рис. 7.12) обычно изготавливают закрытой навивкой, обеспечивающей начальное натяжение (прижатие соседних витков) $F_0 = (0,25 \dots 0,33) F_{\text{lim}}$, где F_{lim} — предельная нагрузка, при которой натяжение близко к пределу упругости. Эти пружины снабжают прицепами.

Длина недеформированной пружины вместе с прицепами обозначается L_2 .

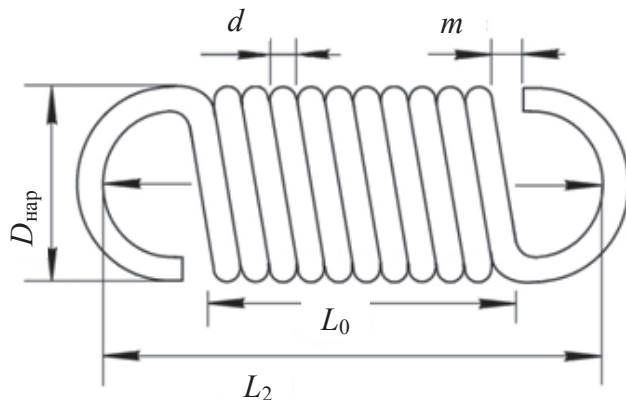


Рис. 7.12. Пружина растяжения

При диаметре проволоки более 3 мм рекомендуется применять складные прицепы, вставленные в конические концевые участки цилиндрической пружины, или устанавливать пружины на винтовых пробках с крючками.

Расчет пружин

В основу типового расчета пружины сжатия-растяжения положено допущение, что нагрузка направлена по оси пружины. При этих условиях силы, действующие на виток в любом его сечении, приводятся к поперечной силе F , изгибающей виток, и моменту $T = FD/2$, скручивающему виток.

Изгиб силой играет второстепенную роль, основное значение имеет крутящий момент, по которому и производят расчет.

Напряжения сдвига имеют максимальное значение по окружности сечения витка и определяются по обычной формуле для круглого бруса, подвергнутого кручению:

$$\tau = \frac{T}{W_{\text{кр}}},$$

где $W_{\text{кр}} = \pi d^3 / 16$ — момент сопротивления сечения витка кручению.

Влияние кривизны оси витка учитывается коэффициентом формы k , зависящим от индекса пружины $c = D/d$ и от угла подъема витка α . Для обычных значений $\alpha = 6...12^\circ$ коэффициент определяется по формуле

$$k = \frac{4c + 2}{4c - 3}.$$

Чаще всего индекс пружины составляет 8–12, чему соответствуют значения $k = 1,1...1,2$. Эти значения используются для предварительных подсчетов.

Применять пружины с индексом менее 4 не рекомендуется, так как их навивка затруднительна.

Развиваемая пружиной сила

$$F = \frac{\pi d^3}{8kD} \tau = 0,392 \frac{d^3}{kD} \tau.$$

Осевое перемещение торцов пружины (осадка пружины) под действием силы рассчитывается как

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8Fc^3n}{Gd}, \quad (*)$$

где n — число рабочих витков пружины; G — модуль сдвига; c — индекс пружины.

Подставляя в формулу осадки пружины (*) значения силы, развиваемой пружиной, получаем

$$\lambda = \frac{\pi D^2 n}{k G d} \tau = \frac{\pi c D n}{k G} \tau.$$

При проектном расчете стоит задача подбора, т. е. определения D, d по заданной силе F и по заданной деформации пружины λ при условии, что напряжения τ в витках не превосходили допустимых.

Порядок расчета в этом случае следующий:

1. Предварительно задаются значением $c = 8 \dots 12$ и определяют коэффициент k .

2. Из габаритных условий предварительно задаются величиной среднего диаметра пружины D .

3. Задаваясь значениями допускаемого напряжения $[\tau]$, определяют диаметр проволоки:

$$d = \sqrt[3]{\frac{k 8 F D}{\pi [\tau]}} = 1,37 \sqrt[3]{\frac{k F D}{[\tau]}} \quad \text{или} \quad d = \sqrt[2]{\frac{k 8 F c}{\pi [\tau]}} = 1,6 \sqrt[2]{\frac{k F c}{[\tau]}}.$$

Найденное значение диаметра округляют до ближайшего значения по сортаменту для данного вида проволоки.

4. Проверяют правильность предварительной оценки индекса пружины $c = D / d$. При необходимости производят вторичный расчет, пользуясь значением индекса, полученным при предыдущем расчете.

5. Определяют необходимое число рабочих витков для получения заданного прогиба λ . Полученное число витков округляют до целого числа или до числа, кратного 0,5:

$$n = \frac{\lambda G d^4}{8 F D^3} = \frac{\lambda G d}{8 F c^3}.$$

6. Определяют высоту пружины в сжатом состоянии по формуле

$$L_{\text{сж}} = t_{\text{сж}} (n - 2) + d (n_{\text{оп}} + 1),$$

где $t_{\text{сж}}$ — шаг рабочих витков пружины, в сжатом состоянии $t_{\text{сж}} = d + s$ (здесь s — минимальный зазор между рабочими витками, выбираемый в пределах $(0,3 \dots 1)d$); $n_{\text{оп}}$ — число опорных витков, которое выбирается в пределах 2–3.

Если осевые габариты пружины получаются неприемлемыми, то производят перерасчет, увеличивая диаметр D пружины.

На заключительной стадии расчета определяют длину пружины в свободном состоянии $L_0 = L_{сж} + \lambda$.

Шаг рабочих витков пружины в свободном состоянии (шаг навивки) определяют из следующей формулы:

$$t = \frac{L_0 - d(n_{оп} + 1)}{n - 2}.$$

Длину развертки пружины можно подсчитать по формуле

$$L_{разв} = \frac{\pi D(n + n_{оп})}{\cos \alpha}.$$

Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит качество работы фрикционной передачи?
2. Какие характеристики применяют для вариаторов?
3. Почему ременная передача имеет низкий КПД?
4. Назовите достоинства и недостатки клиноременной передачи.
5. В чем отличие пружин сжатия и растяжения с точки зрения конструктора?

8. Конструирование валов и опорных узлов

8.1. Валы и оси

На валах и осях размещают вращающиеся детали: зубчатые колеса, шкивы, барабаны, диски турбин и т. д.

Вал отличается от оси тем, что передает вращающий момент от одной детали к другой, а ось не передает. Ось предназначена для поддержания установленных на ней деталей и только воспринимает действующие на эти детали силы.

При этом валы обычно несут на себе детали, осуществляющие эту передачу или выполняющие технологические функции в рабочем процессе машины. В соответствии с этим валы подвержены совместному действию изгиба и кручения или в отдельных случаях только кручения, а оси, как правило, работают только на изгиб. Таким образом, вал всегда вращается, а ось может быть вращающейся или невращающейся.

Классификация

Валы (рис. 8.1) разделяют на прямые, коленчатые и гибкие. Оси преимущественно изготавливают прямыми.

Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые (непрямые) валы применяют в поршневых машинах — служат для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах (в зубообрабатывающих бормашинах).

По конструкции различают валы и оси: гладкие, фасонные или ступенчатые, а также сплошные и полые.

Образование ступеней на валу связано с закреплением деталей или самого вала в осевом направлении, а также предназначено для монтажа детали при посадках с натягом. Ступенчатость вала также позволяет обеспечить равнопрочность вала при изгибе.

Полыми валы изготавливают для уменьшения массы или в тех случаях, когда через вал пропускают другую деталь, подводят масло, охлаждающий воздух и т. д.

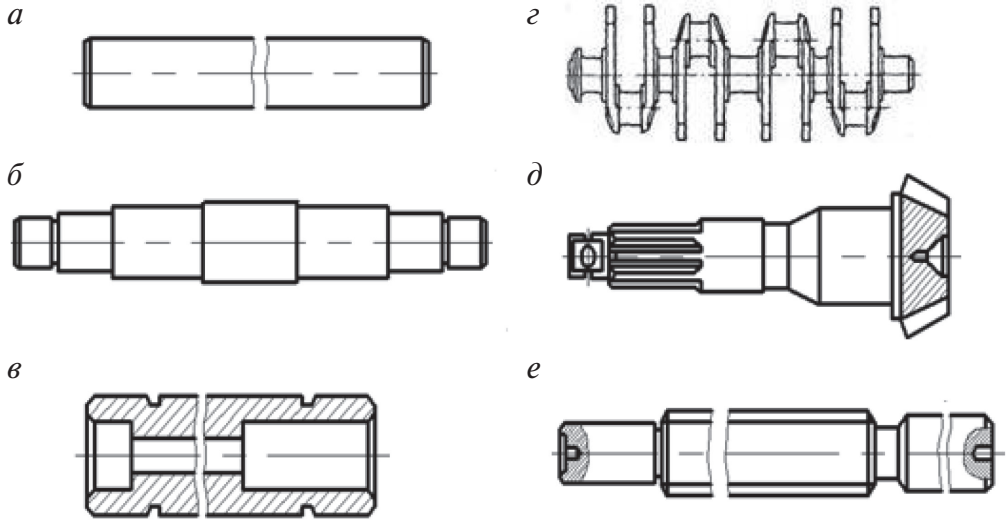


Рис. 8.1. Конструкции валов:

a — прямой; *б* — ступенчатый; *в* — пустотелый; *г* — коленчатый вал; *д* — вал-шестерня; *е* — комбинированный

Валы классифицируют также по условным признакам, например для редукторного узла: по скорости вращения в узле (быстроходный, среднескоростной, тихоходный) или по расположению в узле (входной, выходной, промежуточный).

Конструктивные элементы вала показаны на рис. 8.2.

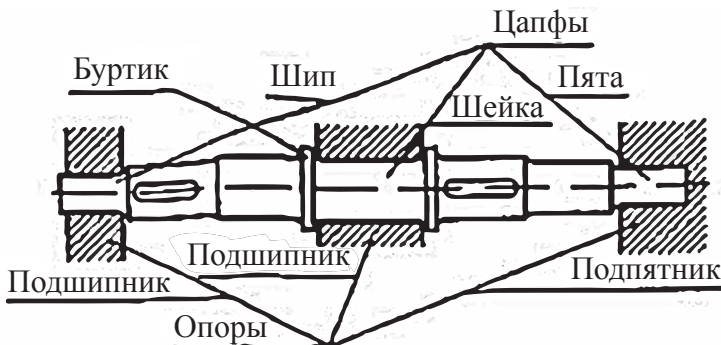


Рис. 8.2. Конструктивные элементы валов и осей

Опорная часть вала или оси называется цапфой. Концевая цапфа называется шипом, а промежуточная — шейкой. Концевая цапфа, предназначенная нести преимущественно осевую нагрузку, называется пятой. Шипы и шейки вала опираются на подшипники, опорной частью для пяты является подпятник. По форме цапфы могут быть цилиндрическими, коническими, шаровыми и плоскими (пяты).

Кольцевое утолщение вала, составляющее с ним одно целое, называется буртиком. Переходная поверхность от одного сечения к другому, служащая для упора насаживаемых на вал деталей, называется заплечиком.

Для уменьшения концентрации напряжений и повышения прочности переходы в местах изменения диаметра вала или оси делают плавными. Криволинейную поверхность плавного перехода от меньшего сечения к большему называют галтелью. Галтели бывают постоянной и переменной кривизны.

Диаметры валов в местах посадки деталей должны удовлетворять нормальному ряду в соответствии с ГОСТ 6636—69, в местах посадки подшипников шейки должны иметь диаметры, определяемые ГОСТом на подшипники качения или скольжения.

Материалом для изготовления валов и осей обычно служат углеродистые и легированные стали в виде проката или поковок, реже в виде стального литья.

Из углеродистых сталей применяют преимущественно стали 30, 40, 45 и 50, обычно их подвергают улучшению. Неответственные и малонагруженные валы и оси можно изготавливать из сталей Ст3, Ст4 и Ст5 — в этом случае размеры определяются из условия жесткости.

Легированные стали 40ХН, 30ХГСА применяют при необходимости ограничить вес и габариты вала, повысить стойкость шлицевых соединений или из других конструктивных соображений. Марку легированной стали и вид термической или химико-термической обработки выбирают в соответствии с требуемыми показателями прочности и износостойкости.

Быстроходные валы, вращающиеся в подшипниках скольжения, изготавливают из сталей 20Х, 12ХН3 А, 18ХГТ, цапфы таких валов подвергают цементации для повышения износостойкости.

Обработка валов и осей выполняется на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Расчеты валов

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и колебания. Основной расчетной нагрузкой являются моменты крутящий T и изгибающий M . Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается. Расчет осей является частным случаем расчета валов при $T = 0$.

Предварительный (проектный) расчет валов на прочность

При предварительном (проектном) расчете обычно известны крутящий момент T или мощность P и частота вращения n , нагрузка и размеры основных деталей, расположенных на валу. Требуется определить размеры и материал вала.

Для выполнения расчета вала необходимо знать его конструкцию (места приложения нагрузки, расположения опор и т. д.). В то же время разработка конструкции вала невозможна без хотя бы приближенной оценки его диаметра.

На практике обычно используют следующий порядок предварительного расчета вала:

1. Предварительно оценивают средний диаметр вала из расчета только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях:

$$d = \sqrt[3]{T / (0,2[\tau])} ,$$

где $[\tau]$ для выходных участков валов редукторов назначают порядка $(0,025...0,030) \sigma_B$.

Имеются и другие пути получения ориентировочных значений диаметров вала. Например, при определении диаметра выходного участка вала, присоединяемого с помощью муфты к электродвигателю, некоторым ориентиром является диаметр вала последнего $d = (0,9...1,1)d_{в.эл}$.

2. После оценки диаметра вала разрабатывают его конструкцию.

3. Выполняют проверочный расчет выбранной конструкции и, если необходимо, вносят исправления. При этом учитывают, что диаметр вала является одним из основных параметров, определяющих размеры и нагрузочную способность подшипников.

Проверочный расчет валов

Проверочный расчет начинают с выбора расчетной схемы и определения расчетных нагрузок.

Расчет валов базируется на разделах курсов сопромата, в которых рассматриваются неоднородное напряженное состояние и расчет при переменных напряжениях. При этом действительные условия работы вала заменяют условными и приводят к одной из известных расчетных схем. При переходе от конструкции к расчетной схеме производят схематизацию нагрузок, опор и формы вала, поэтому расчет валов становится приближенным.

В расчетных схемах используют три основных типа опор: шарнирно-неподвижную, шарнирно-подвижную, защемление, или заделку.

Как правило, подшипники, воспринимающие осевые и радиальные нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки, — шарнирно-подвижными.

Действительные нагрузки не являются сосредоточенными, поскольку они распределены по длине ступицы, ширине подшипника и т. д. Расчетные нагрузки рассматривают обычно как сосредоточенные.

После построения эпюр моментов от действующих сил определяются опасные сечения, в которых напряжения максимальны. Для этих сечений проводится расчет на усталостную прочность (уточненный).

Уточненный расчет валов на прочность

На практике установлено, что для валов основным видом разрушения является усталостное. Статическое разрушение наблюдается значительно реже. Оно происходит под действием случайных кратковременных перегрузок. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Для расчета на усталость, прежде всего, необходимо установить характер цикла напряжений. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в разных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке.

Напряжения кручения изменяются пропорционально изменению нагрузки. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагрузки машины в условиях эксплуатации. Тогда расчет выполняют условно по номинальной нагрузке, а циклы напряжений принимают симметричными для напряжений изгиба и отнулевыми для напряжений кручения.

Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения обосновывают тем, что большинство машин работает с переменным крутящим моментом, а знак момента изменяется только у реверсивных машин. Неточность такого приближенного расчета компенсируют при выборе запасов прочности.

Приступая к расчету, предположительно намечают опасные сечения вала, которые подлежат проверке. При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, ступенчатую форму вала и места концентрации напряжений, определенных в предыдущем расчете. Для опасных сечений определяют запасы сопротивления усталости и сравнивают их с допускаемыми.

При совместном действии напряжений кручения и изгиба запас сопротивления усталости определяют по формуле

$$S = S_{\sigma} S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2} \geq [S] \geq 1,5,$$

где S_{σ} — запас сопротивления усталости только по изгибу,

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_{\sigma}}{K_d K_F} + \phi_{\sigma} \sigma_m}; S_{\tau} — \text{запас сопротивления усталости только по кру-}$$

$$\text{чению, } S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_{\tau}}{K_d K_F} + \phi_{\tau} \tau_m}. \text{ Здесь } \sigma_{-1}, \tau_{-1} — \text{пределы выносливости;}$$

σ_a, τ_a — амплитуды переменных составляющих напряжений; K_{σ}, K_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; K_d, K_F — масштабный фактор и фактор шероховатости; $\phi_{\sigma}, \phi_{\tau}$ — коэффициенты влияния постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости; σ_m, τ_m — постоянные составляющие напряжений:

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \frac{M}{0,1d^3},$$

$$\tau_m = \tau_a = 0,5\tau = \frac{0,5T}{0,2d^3}.$$

При разработке конструкции валов из высокопрочных сталей следует уделять особое внимание уменьшению концентрации напряжений и шероховатости поверхности.

Проверку статической прочности производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений с учетом кратковременных перегрузок (например, пусковых). При этом определяют эквивалентное напряжение по формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{\text{и}}$ — напряжение изгиба, $\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{0,1d^3}$; τ — напряжение кручения, $\tau = \frac{T}{0,2d^3}$; M и T — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении при перегрузке.

Допускаемые напряжения принимают близкими к пределу текучести $[\sigma] \approx 0,8\sigma_T$.

Расчет на жесткость

Расчет осей и валов на жесткость производится только после расчета их на прочность, когда форма и все размеры их известны. Расчет выполняют в тех случаях, когда деформации вала существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей.

Жесткость может быть изгибной и крутильной.

Параметры, характеризующие степень жесткости на изгиб осей и валов:

- 1) угол наклона поперечного сечения вала или оси Θ_{max} ;
- 2) наибольший прогиб оси или вала y_{max} .

Для обеспечения жесткости на изгиб оси или вала необходимо, чтобы действительные значения Θ и y не превышали допускаемых значений:

$$\Theta \leq [\Theta], y \leq [y].$$

Действительные значения прогибов осей и валов и углов наклона их упругой линии определяют по соответствующим формулам сопряжения (интеграл Мора, метод Верещагина).

Существуют следующие нормы допускаемых прогибов и углов наклона поперечных сечений осей и валов: прогиб максимальный $[y] \leq (0,0002 \dots 0,0003)l$, где l — расстояние между опорами.

В месте установки зубчатого колеса $[y] \leq 0,01m$, где m — модуль зубьев.

Угол наклона под шестерней $[\Theta] \leq 0,001$ рад, в подшипниках скольжения $[\Theta] \leq 0,001$ рад, в радиальном шарикоподшипнике $[\Theta] \leq 0,01$ рад, в сферическом шарикоподшипнике $[\Theta] \leq 0,05$ рад.

Крутильная жесткость оценивается углом закручивания φ под действием вращающего момента, часто не имеет существенного значения, и расчет на нее не производят.

Колебания валов

Для большинства быстроходных осей и валов колебания вызываются силами от неуравновешенности установленных на них деталей. При совпадении или кратности частоты возмущающих сил и частоты собственных колебаний оси или вала наступает резонанс. Амплитуда резко возрастает, и вал может разрушиться. Соответствующую резонансу угловую скорость $\omega_{кр}$ и частоту вращения $n_{кр}$ называют критическими.

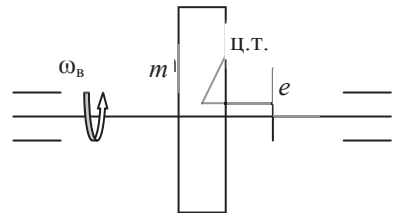
Различают поперечные (изгибные), угловые (крутильные) и изгибно-крутильные колебания осей и валов.

Расчет осей на поперечные колебания заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установившемся режиме работы.

Движение системы с одной степенью свободы при вынужденных колебаниях описывают уравнением

$$y = \frac{P_a}{m(\omega_c^2 - \omega_b^2)} \sin(\omega_b t), \quad (8.1)$$

где y — амплитуда вынужденных колебаний массы m ; P_a — амплитуда возмущающей силы $P(t) = P_a \sin(\omega_b t)$; ω_c — круговая частота свободных колебаний системы; ω_b — круговая частота возмущающей силы.



Рассмотрим простейший пример — Рис. 8.3. Одномассовая система диск массой m (рис. 8.3).

Собственную массу вала считаем малой и не учитываем. На вал действует центробежная сила $P_a = m\omega_b^2 e$, вектор которой вращается с угловой скоростью ω_b . Вследствие неуравновешенности массы центр тяжести диска смещен от оси вращения на величину e .

Частота собственных колебаний изгиба

$$\omega_c = \sqrt{\frac{1}{m\delta}} = \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}},$$

где $\delta = \frac{y_{\text{ст}}}{mg}$ — податливость вала или прогиб от единичной силы; $y_{\text{ст}}$ —

статический прогиб вала от действия силы тяжести mg диска.

Уравнение (8.1) позволяет отметить, что при $\omega_{\text{в}} \rightarrow \omega_{\text{с}}$ $y \rightarrow \infty$, т. е. наступит резонанс, при котором может произойти разрушение вала.

Критическая частота вращения вала определяется как

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \omega_{\text{с}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{\text{ст}}}} = 29,9 \sqrt{\frac{1}{y_{\text{ст}}}}.$$

Если угловая скорость $\omega_{\text{в}} > \omega_{\text{кр}} = \omega_{\text{с}}$, то система при разгоне перейдет зону резонанса и снова стабилизируется. Во избежание поломок зону резонанса следует проходить быстро, задержки в этой зоне не допускаются.

Все валы условно принято делить на жесткие и гибкие, в зависимости от соотношения рабочей частоты вращения и критической. Если рабочая частота меньше первой критической, то вал считают жестким, если больше — гибким.

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов $n \leq 0,7n_{\text{кр}}$, для гибких $n \geq 1,3n_{\text{кр}}$. Большинство валов и осей работает в докритической области.

8.2. Подшипники

Подшипники — это технические устройства, являющиеся частью опор вращающихся осей и валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу или оси, и передают их на раму, корпус или иные части конструкции. При этом они должны также удерживать вал в пространстве, обеспечивать вращение, качение или линейное перемещение с минимальными энергопотерями. От качества подшипников в значительной мере зависит коэффициент полезного действия, работоспособность и долговечность машины.

Виды подшипников могут быть:

- 1) контактными (имеющими трущиеся поверхности);
- 2) бесконтактными (не имеющими трущихся поверхностей).

В зависимости от рода трения в подшипниках различают *подшипники скольжения*, в которых опорная поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника, и *подшипники качения*, в которых развивается трение качения благодаря установке шариков или роликов между опорными поверхностями оси или вала и подшипника. Бесконтактные подшипники — магнитные.

Подшипники скольжения

Подшипник скольжения (рис. 8.4) представляет собой корпус, имеющий цилиндрическое отверстие, в которое вставляется вкладыш или втулка из антифрикционного материала (часто используются цветные металлы), и смазывающее устройство. Между валом и отверстием втулки подшипника имеется зазор, который позволяет свободно вращаться валу.

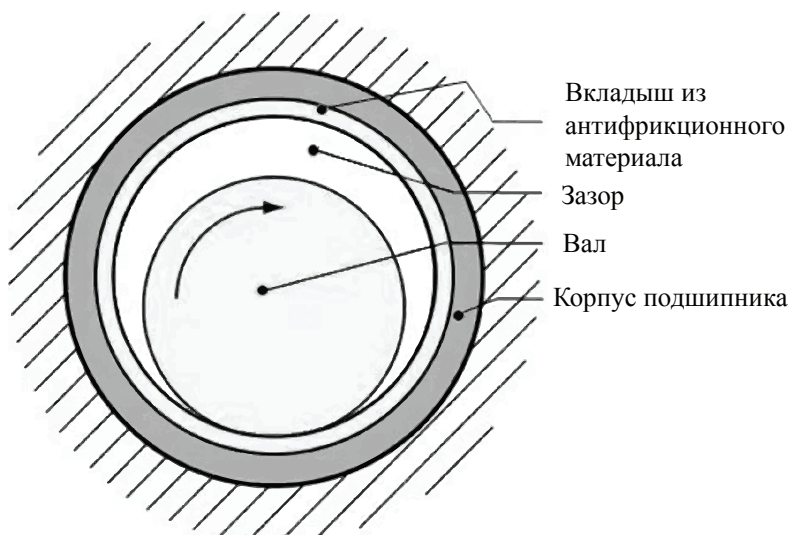


Рис. 8.4. Подшипник скольжения

В простейшем виде подшипник скольжения представляет собой вкладыш (втулку), который с зазором устанавливается на цапфу вала и закрепляется в корпусе подшипника или раме машины.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения различают:

- 1) *радиальные (опорные)* — для восприятия радиальной нагрузки;
- 2) *упорные (подпятники)* — для восприятия осевых нагрузок;
- 3) *радиально-упорные (опорно-упорные)* — для восприятия одновременно радиальных и осевых нагрузок.

Достоинствами подшипников скольжения являются способность воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки, бесшумность при работе, разъемность, простота конструкции, надежная работа в высокоскоростных приводах, сравнительно малые радиальные размеры.

В связи с тем что при работе для снижения коэффициента трения требуется непрерывная подача масла основные недостатки подшипников скольжения связаны с большим расходом смазочного материала, необходимостью его обслуживания, постоянным надзором при работе из-за высоких требований к наличию смазочного материала и опасности перегрева; со значительными потерями на трение в период пуска и при недостатке смазки и, следовательно, пониженным коэффициентом полезного действия; применением дорогостоящих материалов для изготовления подшипников; относительно высокой трудоемкостью изготовления.

Характерные дефекты и поломки подшипников скольжения также вызваны трением:

- 1) температурные дефекты (заедание и выплавление вкладыша);
- 2) абразивный износ;
- 3) усталостные разрушения вследствие пульсации нагрузок.

Основные требования к подшипникам скольжения:

1. Конструкция и материалы подшипников должны обеспечивать минимальные потери на трение и износ валов.

2. Должны иметь достаточную прочность и жесткость, чтобы противостоять действующим на них силам и вызываемым ими деформациям.

3. Размеры трущихся поверхностей должны быть достаточными для восприятия действующего на них давления без выдавливания смазки и для отвода развивающейся от трения теплоты.

4. Сборка подшипников, установка осей и валов и обслуживание (особенно смазка на ходу) должны быть по возможности простыми.

Материалы подшипников скольжения

Подшипник скольжения состоит из корпуса и помещенных в нем вкладышей, на которые непосредственно и опирается ось или вал. Кор-

пус подшипника обычно делают из чугуна, вкладыши же для уменьшения трения изготавливают из материалов, которые в паре с цапфой имеют незначительный коэффициент трения. Вкладыши бывают металлические, металлокерамические и неметаллические.

Металлические вкладыши выполняют из бронзы, баббита, алюминиевых и цинковых сплавов, антифрикционных чугунов. Бронзовые вкладыши широко используют при средних скоростях и больших нагрузках (оловянные бронзы БрО10 Ф1 и др.). Алюминиевые и свинцовые бронзы вызывают повышенный износ цапф валов, поэтому цапфы закаливают. Свинцовые вкладыши применяют при ударных нагрузках.

Металлический вкладыш часто имеет наплавку из баббита. Баббит — сплав на основе олова или свинца, наиболее широко распространен, применяется при тяжелых и средних режимах работы (дизели, компрессоры, турбины). Хорошо прирабатывается, стоек против заедания, но имеет невысокую прочность, поэтому заливается тонким слоем на рабочую поверхность чугунного или бронзового вкладыша. Марки Б88, Б83 — высокооловянные баббиты.

Чугунные вкладыши применяются в малоответственных тихоходных механизмах.

Металлокерамические вкладыши изготавливают прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Материал получается пористым, поры предварительно насыщаются горячим маслом, что позволяет работать без подвода смазочного материала. Применяются в тихоходных механизмах и в местах, труднодоступных для подвода масла.

Неметаллические вкладыши — антифрикционные пластмассы (текстолит, полиамид), резина, древесно-слоистые пластики. Эти материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазке водой (гребные винты, насосы и т. д.).

Расчет подшипников скольжения

Нормальную работу подшипников скольжения определяет несущая способность, износостойкость, температура нагрева и отсутствие заедания цапфы. В зависимости от конструкции, окружной скорости цапфы, условий эксплуатации и толщины масляного слоя подшипник работает в режиме жидкостного, полужидкостного или полусухого трения.

Жидкостное трение — поверхности вала и подшипника разделены слоем жидкого смазочного материала, толщина которого больше сумм неровностей обработки поверхности вала и подшипника. Непосредственного контакта между поверхностями либо нет, либо он происходит на отдельных участках. Полужидкостное трение — поверхности вала и подшипника соприкасаются полностью или на участках большой протяженности, причем смазочный материал присутствует в виде тонкой пленки. Полусухим трением (режим граничной смазки) называется случай, когда происходит непосредственный контакт поверхностей вала и подшипника по всей длине или на участках большой протяженности; жидкостный или газообразный смазочный материал отсутствует.

Самый благоприятный режим работы подшипника скольжения — при жидкостном трении. Для создания такого режима в масляном слое должно быть гидростатическое (от насоса) или гидродинамическое (создаваемое вращением вала) избыточное давление.

Для получения жидкостного трения обычно применяют подшипники с гидродинамической смазкой, сущность которой в следующем: вал при вращении под действием внешних сил занимает в подшипнике эксцентричное положение и увлекает масло в зазор между ним и подшипником. В образовавшемся масляном клине создается гидродинамическое давление, обеспечивающее жидкостное трение.

Чрезмерный нагрев подшипника может вызвать изменение свойств и разложение смазочного материала, расплавление баббитовой заливки вкладышей и недопустимые деформации подшипника и цапфы, приводящие к захватыванию цапфы подшипником.

Работоспособность подшипников скольжения при работе в режиме полусухого или полужидкостного трения условно рассчитывают по среднему давлению P между цапфой и вкладышем и по произведению этого давления на окружную скорость скольжения цапфы v , т. е. Pv .

Давление P характеризует несущую способность подшипника, а Pv — износ подшипника, тепловыделение в нем и степень опасности заедания цапфы.

Для нормальной работы подшипника необходимо, чтобы действительные (рабочие) Pv и P значения не превышали допустимых.

Диаметр цапфы (шейки) подшипника определяют конструктивно в зависимости от диаметра вала. Длину цапфы (вкладыша) подшип-

ника назначают в зависимости от ее диаметра $l = \varphi d$, где коэффициент $\varphi = \frac{l}{d}$ для большинства машин принимают в пределах 0,5–1,2.

В отдельных случаях, например в самоустанавливающихся подшипниках, $\varphi \geq 2$, а в коротких подшипниках 0,3–0,5.

Расчет подшипника скольжения по среднему давлению между цапфой и вкладышем, охватывающим цапфу в пределах 180° , производят по формуле

$$p = \frac{F}{dl} \leq [p],$$

где F — радиальная нагрузка на подшипник.

Условия работы подшипника скольжения без чрезмерного нагрева и опасности заедания выражается неравенством

$$pv \leq [pv],$$

$$pv = \frac{F\omega}{2l} \leq [pv].$$

Значения $[p]$, $[pv]$ в зависимости от материала вкладышей приведены в справочниках конструктора-машиностроителя.

Если при расчете получим $p \leq [p]$ или $pv \leq [pv]$, то следует либо изменить материал вкладыша подшипника, либо увеличить длину с условием, чтобы коэффициент φ не превышал допускаемые значения.

Расчет подшипников скольжения с жидкостным трением проводят одновременно с тепловым расчетом, т. е. расчетом на недопустимость чрезмерного нагревания, после расчета на полусухое и полужидкостное трение. При этом расчет на жидкостное трение является основным.

Расчет на жидкостное трение основывается на том, что масляный слой должен воспринимать всю нагрузку, при этом его толщина должна быть больше сумм неровностей цапфы и вкладыша.

Геометрические параметры расчета: d — диаметр цапфы вала; D — диаметр вкладыша ПС; $R_{\text{цп}}$ и $R_{\text{зв}}$ — высоты неровностей профиля по десяти точкам поверхностей цапфы и вкладыша ПС; l — длина цапфы и вкладыша ПС; $S = D - d$ — диаметральный зазор; $\Psi = \frac{S}{d} = \frac{\delta}{0,5d}$ — от-

носительный зазор; e — эксцентриситет цапфы; $\chi = \frac{e}{\delta}$ — относитель-

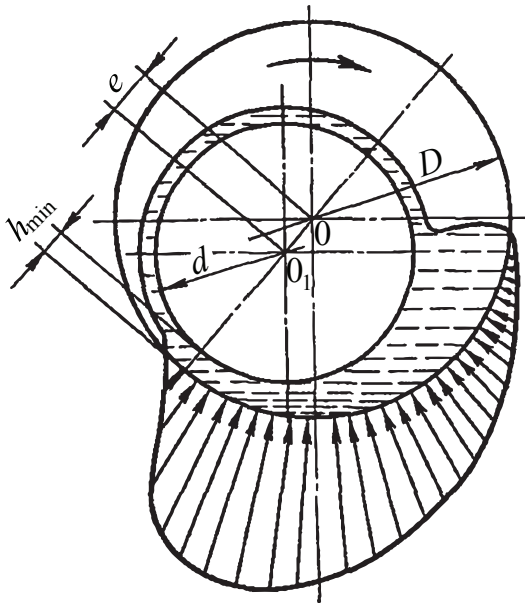


Рис. 8.5. Эпюра распределения давлений в масляном слое подшипника скольжения

ный эксцентриситет цапфы;
 $h_{\min} = \delta - e$ — минимальная толщина масляного слоя.

Порядок расчета на жидкостное трение следующий:

1. Задаются относительным зазором ψ для цапф диаметром $d \leq 100$ мм. Обычно $\psi = 0,001 \dots 0,003$. Значения ψ принимают тем больше, чем выше угловая скорость вала, меньше давление в подшипнике, больше коэффициент ψ и тверже материал вкладыша.

2. Назначают допустимую температуру $[t]$ нагрева масляного слоя в рабочей зоне ПС, выбирают соответствующий сорт масла и определяют

его динамическую вязкость μ . Допускаемая температура нагрева масляного слоя ПС в его рабочей зоне $[t] \leq 60 \dots 75^\circ \text{C}$, значения вязкости принимают по графикам, представленным в справочной литературе.

3. Определяют коэффициент нагруженности подшипника $\Phi = p\psi^2 / (\mu\omega)$.

4. Определяют относительный эксцентриситет χ цапфы, значения которого принимают по графикам.

5. Выбирают минимальную толщину масляного слоя $h_{\min} = 0,5(1 - \chi)\psi d$.

6. Проверяют, обеспечен ли в рассчитываемом подшипнике скольжения режим жидкостного трения по формуле $k = h_{\min} / (R_{\text{цл}} + R_{\text{цв}}) \geq [k]$, где $k, [k]$ — соответственно действительный и допускаемый коэффициенты запаса надежности жидкостного трения в подшипнике. При $v > 0,5$ м/с рекомендуют принимать $[k] \geq 2$. При $v < 0,5$ м/с значения $[k]$ можно принимать несколько меньшими.

Значения $R_{\text{цл}}, R_{\text{цв}}$ принимают по ГОСТ 2789–73.

Обработка цапфы вала выполняется тонким точением до уровня шероховатости $R_z 6,3$ – $1,6$ мкм, шлифованием $R_z 3,2$ – $0,4$ мкм, полированием $R_z 0,8$ – $0,025$ мкм.

Вкладыши обрабатываются протягиванием или развертыванием до уровня шероховатости R_z 10–1,6 мкм, шабрением — R_z 10–3,2 мкм, тонким растачиванием — R_z 6,3–1,6 мкм.

7. Проверяют температурный режим подшипника по температуре нагрева масляного слоя в рабочей зоне. Тепловой расчет подшипника производят путем составления уравнения теплового баланса, т. е. приравнивания теплообразования в подшипнике к его теплоотдаче.

Условие теплового равновесия при стационарном режиме работы

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

где Q — количество теплоты, выделяющееся в подшипнике в единицу времени (теплоемкость); Q_1 — количество теплоты, отводимое от подшипника скольжения маслом; Q_2 — количество теплоты, отводимое корпусом подшипника и валом во внешнюю среду.

Количество теплоты Q , Дж, выделенной в секунду в подшипнике скольжения в результате потерь на трение:

$$Q = Ff\nu,$$

где F — рабочая нагрузка на подшипник, Н; f — коэффициент трения; ν — окружная скорость цапфы, м/с.

Количество теплоты Q_1 , Дж, отводимое в секунду от подшипника маслом

$$Q_1 = c_p V \rho (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}),$$

где c_p — удельная теплоемкость масла, Дж/(кг·°С); V — объем масла, протекающего через подшипник скольжения в одну секунду, м³; ρ — плотность масла, кг/м³; $t_{\text{вых}}, t_{\text{вх}}$ — температура масла при выходе и входе в подшипник, °С.

Отвод теплоты через вал невелик, поэтому обычно под Q_2 понимают теплоту, отводимую только через корпус подшипника

$$Q_2 = KA(t_{\text{вых}} - t_{\text{нар}}),$$

где K — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С); A — площадь наружной поверхности корпуса подшипника, омываемая воздухом, м²; $t_{\text{нар}} \sim t_{\text{ком}}$.

Средняя температура t_m нагрева масла в рабочей зоне подшипника связана с температурами на входе и выходе зависимостью

$$t_{\text{м}} = t_{\text{вх}} + 0,5 \cdot \Delta t,$$

где $\Delta t = t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}$ и не должна превышать допускаемую $t_{\text{м}} \leq [t_{\text{м}}]$.

С учетом всего вышесказанного расчетная формула для проверки температурного режима работы подшипника принимает вид

$$t_{\text{м}} = t_{\text{вх}} + 0,5 f f v / (c_p \rho V + K A) \leq [t_{\text{м}}].$$

Коэффициент трения f при жидкостном трении и объем масла V , протекающего через подшипник, определяют по специальным графикам или таблицам.

Если при расчете подшипника скольжения окажется, что $t_{\text{м}} > [t_{\text{м}}]$, то изменяют геометрические параметры подшипника, выбирают для смазки масло с большей динамической вязкостью, назначают меньшие значения шероховатости. Все эти меры могут быть использованы одновременно.

Подшипники качения

Применение подшипников качения взамен подшипников скольжения позволило заменить трение скольжения трением качения. Трение качения существенно меньше зависит от смазки и по величине весьма мало ($f = 0,0015 \dots 0,006$). При этом упрощается система смазки и обслуживания подшипников, уменьшается возможность разрушения при перебоях в смазке.

Подшипники качения, работающие преимущественно при трении качения, состоят из двух колец (рис. 8.6), тел качения, сепаратора, отделяющего тела качения друг от друга, удерживающего на равном расстоянии и направляющего их движение. По наружной поверхности внутреннего кольца и внутренней поверхности наружного кольца (на торцовых поверхностях колец упорных подшипников качения) выполняют желоба — дорожки качения, по которым при работе подшипника катятся тела качения.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют следующие преимущества:

- 1) значительно меньше потери на трение, а следовательно, более высокий КПД (до 0,995) и меньший нагрев;
- 2) в 10–20 раз меньше момент трения при пуске;

- 3) экономия дефицитных цветных материалов;
- 4) меньшие габаритные размеры в осевом направлении;
- 5) простота обслуживания и замены;
- 6) меньше расход смазочного материала;
- 7) невысокая стоимость вследствие массового производства стандартных подшипников;
- 8) простота ремонта машины вследствие взаимозаменяемости подшипников.

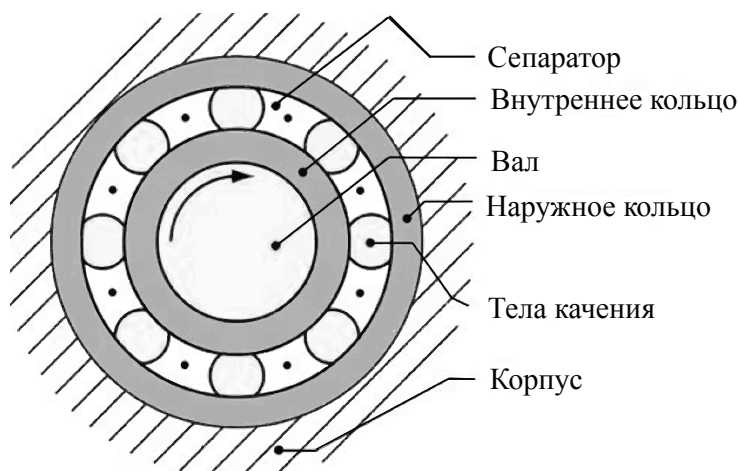


Рис. 8.6. Подшипник качения

Недостатками подшипников качения являются:

- 1) ограниченная возможность применения при очень больших нагрузках и высоких скоростях;
- 2) непригодность для работы при значительных ударных и вибрационных нагрузках из-за высоких контактных напряжений и плохой способности демпфировать колебания;
- 3) значительные габаритные размеры в радиальном направлении и масса;
- 4) шум во время работы, обусловленный погрешностями форм;
- 5) сложность установки и монтажа подшипниковых узлов;
- 6) повышенная чувствительность к неточности установки;
- 7) высокая стоимость при мелкосерийном производстве уникальных по размерам подшипников.

Классификация подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- 1) форма тел качения;
- 2) габариты (осевые и радиальные);
- 3) точность выполнения размеров;
- 4) направление воспринимаемых сил.

По форме тел вращения (рис. 8.7) различают шариковые, игольчатые, роликовые цилиндрические, конические и сферические.



Рис. 8.7. Виды тел качения для подшипников

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники качения различают радиальные, упорные, радиально-упорные, упорно-радиальные.

Радиальные подшипники (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только радиальную нагрузку и незначительную осевую, — цилиндрические роликовые (если $F_a = 0$) и радиальные шариковые подшипники. Нагрузочная способность в 1,5 раза выше шариковых, долговечность в 3,5 раза выше.

Радиально-упорные подшипники (если $F_r > F_a$), воспринимающие большую радиальную и меньшую осевую нагрузки, — радиально-упорные шариковые и конические роликовые подшипники с малым углом конуса.

Упорно-радиальные подшипники (если $F_r < F_a$), воспринимающие большую осевую и меньшую радиальную нагрузки, — конические роликовые подшипники с большим углом конуса.

Упорные подшипники, «подпятники» (если $F_r \ll F_a$), воспринимающие только осевую нагрузку, — упорные шариковые и упорные роликовые подшипники. Они не могут центрировать вал и применяются только в сочетании с радиальными.

По габаритным размерам при данном внутреннем диаметре d подшипники качения делятся на серии: 1 — сверхлегкая серия, 2 — особо легкая, 3 — легкая, 4 — легкая широкая, 5 — средняя, 6 — средняя широкая, 7 — тяжелая. С увеличением номера серии и размеров подшипника растет и его нагрузочная способность.

По возможности самоустановки подшипники качения различают само- и несамостоявляющиеся.

По числу рядов тел качения — однорядные, двухрядные, много-рядные.

По классам точности подшипники различают следующим образом: 0 — нормального класса; 6 — повышенной точности; 5 — высокой точности; 4 — особой высокой точности; 2 — сверхвысокой точности.

Маркировка подшипников качения выполняется в соответствии со стандартами (рис. 8.8). Значение внутреннего диаметра цапфы должно быть кратно 5.



Рис. 8.8. Условное обозначение подшипника качения

Все подшипники качения изготовляют из высокопрочных высокоуглеродистых хромистых сталей с термической обработкой, обеспечивающей высокую твердость ШХ15, ШХ20 СГ, цементируемых легированных сталей 18ХГТ и 20Х2 Н4 А. Твердость колец и роликов обычно HRC 60–65, а у шариков немного больше — HRC 62–66, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготовляют из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

Расчет подшипников на долговечность и статическую прочность

Можно отметить следующие основные причины потери работоспособности подшипников качения:

- 1) усталостное выкрашивание — после длительной работы;
- 2) износ — при недостаточной защите от абразивных частиц (пыли и грязи);
- 3) разрушение сепараторов — дает значительные процент выхода из строя ПК, особенно быстроходных;
- 4) раскалывание колец и тел вращения — связано с ударными и вибрационными перегрузками (при нормальной работе подшипника качения такого не бывает);
- 5) остаточные деформации на беговых дорожках в виде лунок и вмятин — наблюдается у тяжело нагруженных тихоходных подшипников.

При проектировании машины подшипники качения не конструируют и не рассчитывают, а подбирают из числа стандартных по условным формулам. Различают подбор подшипников по динамической грузоподъемности для предупреждения усталостного разрушения (выкрашивания) и по статической грузоподъемности для предупреждения остаточных деформаций.

Паспортная динамическая грузоподъемность — такая постоянная нагрузка, которую подшипник качения может выдержать в течение одного миллиона оборотов без появления признаков усталости не менее чем у 90 % из определенного числа подшипников, подвергаемых испытаниям.

При расчете учитывают эквивалентную динамическую нагрузку P для подшипника и его динамическую грузоподъемность C , зависимость между которыми следующая:

$$C = P^m \sqrt[m]{L},$$

где $m = 3$ для шариковых подшипников и $m = 3,33$ для роликовых; L — долговечность, млн об.

Из формулы расчета динамической грузоподъемности следует, что при увеличении P в 2 раза долговечность подшипника уменьшится примерно в 8–10 раз.

Долговечность, L_n , ч, может быть определена так:

$$L_n = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^m,$$

где n — частота вращения вала, об/мин.

Соответственно эквивалентная динамическая нагрузка:

- 1) для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников (в общем случае) $P = (VXF_r + YF_a)K_\sigma K_T$;
- 2) для упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников $P = (XF_r + YF_a)K_\sigma K_T$;
- 3) для роликоподшипников $P = VF_r K_\sigma K_T$;
- 4) для упорных подшипников $P = F_a K_\sigma K_T$.

Здесь V — коэффициент вращения, учитывающий какое кольцо вращается — внутреннее (1,0) или наружное (1,2); X и Y — коэффициенты радиальной и осевой динамических нагрузок; F_r, F_a — постоянные

по размеру и направлению радиальная и осевая нагрузка на подшипнике; K_σ — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник; K_T — температурный коэффициент (учитывается, если рабочая температура нагрева подшипника более 100 °С; если меньше, то равен 1).

По уравнению $L = \left(\frac{C}{P}\right)^m$ нагрузка увеличивается с уменьшением ре-

сурса и теоретически не имеет ограничений. Практически нагрузка ограничена потерей статической прочности или так называемой статической грузоподъемностью. Статическую грузоподъемность используют также для подбора подшипников при малых частотах вращения (меньше 10 об/мин), когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений, а также для проверки ПК, рассчитанных по динамической грузоподъемности.

Условие проверки и подбора $P_0 \leq C_0$, где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка, C_0 — статическая грузоподъемность.

Под *статической грузоподъемностью* понимают такую статическую нагрузку, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения. При этом под нагрузкой понимают радиальную для радиальных и радиально-упорных подшипников, осевую — для упорных и упорно-радиальных. Значения указаны в каталогах для каждого типоразмера подшипников.

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \text{ но не меньше, чем } P_0 = F_r,$$

где X_0 и Y_0 — коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно; F_r, F_a — радиальная и осевая нагрузка на подшипник. Например, для радиальных шарикоподшипников однорядных и двухрядных $X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$; для радиально-упорных шариковых $X_0 = 0,5$, $Y_0 = 0,47 \dots 0,28$ при $\alpha = 12 \dots 36$ соответственно.

При конструировании подшипниковых узлов необходимо учесть вопросы смазки и посадки подшипников на вал. Вращающееся кольцо устанавливается с посадкой с небольшим натягом (переходной H/n), неподвижное кольцо — с посадкой с малым зазором (переходная H/k) для осевых перемещений при монтаже и температурных деформациях валов.

Смазка узлов может быть густой или жидкой.

Схемы установки различаются для длинных и коротких валов. Для длинных (длина более 8 диаметров) выделяют фиксирующий подшипник (радиально-упорный) и плавающий (радиальный). Для коротких валов используют 2 схемы — враспор и врастяжку. Первая наиболее проста и широко используется. Схема врастяжку применяется при возможности защемления вала в связи с температурным удлинением.

8.3. Смазка подшипниковых узлов

Бесперебойная работа подшипниковых узлов обеспечивается не только правильностью выбора подшипников, но и соблюдением технического обслуживания, связанного с выбором типа и количества смазочного материала, своевременностью его замены и защиты от загрязнений.

Выбор смазочного материала и способа смазки зависит от условий работы подшипникового узла и требований, предъявленных к смазочным устройствам.

Смазыванием называют подведение смазочного материала в зону трения, а смазкой — действие смазочного материала.

В подшипниках скольжения применяют жидкие минеральные и синтетические смазочные материалы.

Жидкие масла равномерно распределяются по трущимся поверхностям, обладают малым внутренним трением, хорошо работают в значительных диапазонах температур и поэтому являются основным смазочным материалом подшипников скольжения. Наиболее распространены минеральные масла — продукты нефтепереработки.

Важнейшие свойства масел:

- 1) вязкость (внутреннее трение жидкости) — свойство сопротивляться сдвигу одного слоя жидкости по отношению к другому;
- 2) маслянистость (смачиваемость, липкость) — способность смазочного материала к адгезии, т. е. образованию и удержанию на поверхности трения трущихся деталей машин тонких пленок масла;
- 3) кислотное число, являющееся показателем содержания кислот в масле, представляющее собой количество миллиграммов едкого калия, необходимого для нейтрализации 1 г масла;

- 4) температура вспышки масла — температура, до которой необходимо нагреть масло, чтобы пары его образовали с воздухом смесь, способную воспламениться при поднесении к ней открытого огня.

Масла должны обладать хорошей стабильностью против окисления, не выделять при длительной работе осадков, не образовывать стойкой эмульсии с водой, которая может проникать в смазочную систему при эксплуатации, защищать поверхность стальных деталей от коррозионного воздействия. Жидкий смазочный материал используют в узлах, имеющих высокую частоту вращения или работающих при высокой температуре, когда нельзя использовать пластичную смазку, в случаях, когда, кроме опор качения, происходит смазывание и других деталей, например зубчатых колес, а также для отвода теплоты.

Для смазывания подшипников качения, работающих в обычных условиях, преимущественно применяют пластичные смазочные материалы, которые по сравнению с маслами обладают следующими достоинствами: не требуют сложных уплотнительных устройств, имеют более высокие свойства защиты от коррозии, более экономичны. При использовании пластичной смазки в конструкции должны быть предусмотрены мазеудерживающие кольца или уплотнительные устройства.

К консистентным смазочным материалам относятся солидолы, констатины, циапимы.

Однако применение жидких смазочных материалов для подшипников качения позволяет снизить момент трения, увеличить предельную частоту вращения в 1,2—1,5 раза. С их помощью происходит отвод теплоты и удаление продуктов износа. В узлах с упорно-радиальными роликовыми подшипниками предпочтительно применение жидких смазочных материалов.

Для подшипников, работающих в условиях, при которых жидкие и пластичные смазочные материалы не применимы (например, вакуум, высокие и низкие температуры, агрессивные среды, радиоактивное излучение, оборудование пищевой и текстильной промышленности, оптические системы), используют твердые смазочные материалы.

Современные твердые смазочные материалы — графит, тальк, слюда, материалы в виде твердых и сверхтвердых покрытий из VC, B₄C, Al₂O₃, SiC, Si₃O₄, TiC, TiN, TiCN, AlN и BN. Полимеры — PTFE, нейлон и полиэтилен, в виде неметаллических пленок из диоксида тита-

на, фтористого кальция, стекла, оксида свинца, оксида цинка и оксида олова, керамика и металлокерамика.

У высокоскоростных подшипников существует опасность того, что после добавления дополнительного смазочного материала температура повысится, что приведет к ухудшению качества смазки и работоспособности подшипника.

Наполнение подшипника нужным количеством смазки производится на заводе-изготовителе.

Закладка дополнительной смазки во время монтажа не требуется.

Обычно нет необходимости в периодической смазке подшипника, за исключением случаев, когда подшипник работает в условиях экстремальных температур, скоростей и нагрузок или в условиях чрезмерной сырости и загрязненности.

Частота периодической смазки зависит от типа и качества самой смазки и от условий эксплуатации.

8.4. Уплотнения

Наиболее обширная область применения уплотнений в общем машиностроении — герметизация входных и выходных валов машин и агрегатов.

Уплотнения, с одной стороны, предупреждают утечку среды из корпуса машины, с другой — защищают внутренние полости корпуса от внешних воздействий (проникновение пыли, грязи и влаги извне).

Другая область применения уплотнений — это герметизация полостей в машинах, содержащих газы и жидкости при высоких давлениях. В паровых и газовых турбинах, в центробежных и аксиальных компрессорах необходимо уплотнение вращающихся валов и роторов.

Все системы уплотнений можно разделить на 2 класса: контактные и бесконтактные.

В первом случае уплотнение достигается непосредственным соприкосновением подвижной и неподвижной частей уплотнений. К числу этих уплотнений относят сальники, манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и т. д.

Во втором случае контакт между частями уплотнения отсутствует. Уплотнительный эффект достигается с помощью центробежных сил,

гидродинамических явлений и т. д. К числу этих уплотнений относят лабиринтные уплотнения, отгонные резьбы, отражательные диски, ловушки разнообразных типов.

Контактные уплотнения

Сальники принадлежат к числу отживающих систем уплотнения. Их основной недостаток — повышенный износ, сопровождающийся потерей уплотнительных свойств, и непригодность к высоким окружным скоростям. До сих пор применяются в узлах неответственного назначения благодаря простоте и дешевизне.

Сальник представляет собой кольцевую полость вокруг вала, набитую уплотняющим материалом (рис. 8.9, в). Для набивки применяют хлопчатобумажные материалы, шнуры вываренные в масле, фетр, асбест и другие материалы. Могут применяться материалы с добавлением металлических порошков (свинца, баббита), графита и других самосмазывающихся веществ.

Сальники устанавливают в цилиндрических и конических канавках (угол профиля порядка 15° , рис. 8.9, а). Поверхность вала должна иметь твердость не ниже HRC 45 и шероховатость R_a не более $0,32\text{--}0,65\text{ мкм}$.

Иногда для увеличения надежности уплотнения применяют двойные сальники, расположенные друг за другом.

Для компенсации износа осуществляют затяжку набивки с помощью гаек или грундбукс.

Манжета представляет собой выполненное из мягкого упругого материала кольцо с воротником, охватывающим вал (рис. 8.10).

Под действием давления в уплотняемой плоскости воротник манжеты плотно охватывает вал с силой, пропорциональной давлению. Манжета должна быть расположена воротником навстречу уплотняемому давлению. Наружную часть манжеты плотно крепят к корпусу.

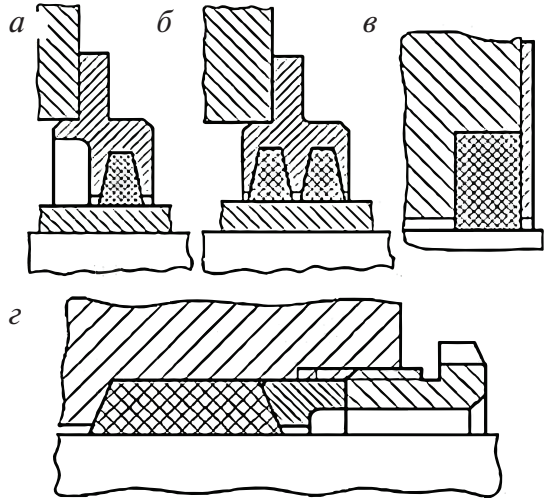


Рис. 8.9. Виды исполнения сальниковых уплотнений:

а — однорядное кольцевое; б — двухрядное;
в — торцовое; г — уплотнение с грундбуксой

Для высоких давлений используют многорядовую установку манжет. Манжеты чаще всего изготавливают из пластика типа поливинилхлоридов и фторопластов.

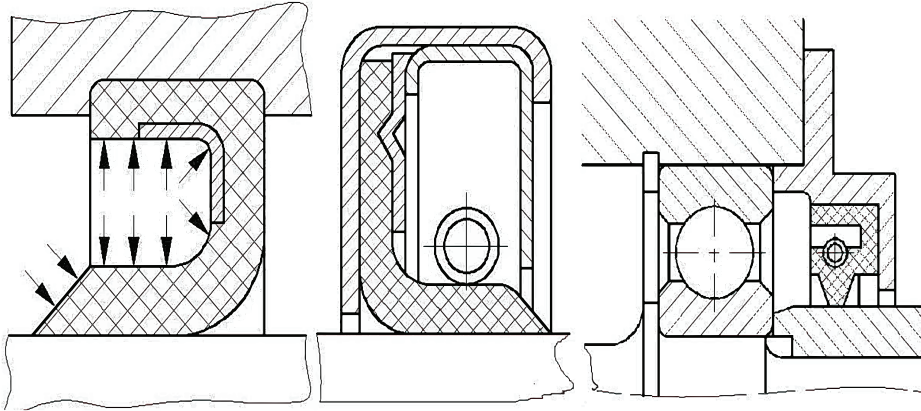


Рис. 8.10. Манжетные уплотнения

Широко применяют в машиностроении армированные манжеты для валов. Эти уплотнения представляют собой самостоятельную конструкцию, целиком устанавливаемую в корпус; манжету изготавливают из синтетических материалов, что позволяет придать ей любую форму.

Воротник манжеты стягивается на валу кольцевой витой цилиндрической пружиной (браслетной пружиной) со строго регламентированным усилием.

Поверхности вала, по которым работают манжеты, должны иметь твердость не ниже HRC 45 и шероховатость R_a не более 0,16–0,32 мкм.

Бесконтактные уплотнения

Лабиринтные уплотнения (рис. 8.11) применяют для уплотнения полостей, заполненных газом и паром.

Действие их основано на торможении (завихрении) газа в узкой кольцевой щели с последующим расширением в смежной кольцевой камере большого объема. В кольцевой щели давление преобразуется в скоростной напор, на выходе газа из щели давление восстанавливается, но только частично. Часть давления расходуется на необратимые потери при завихрении — расширение.

Чем больше эти потери, т. е. чем меньше сечение щели и острее образующие ее кромки, тем меньшая доля давления восстанавливается в ка-

мере и, следовательно, тем эффективнее работает уплотнение.

Последовательной установкой ряда камер, разделенных узкими щелями, достигают существенного уменьшения перетекания.

Лабиринтные уплотнения применяют при высоких окружающих скоростях и температурах, когда исключена возможность установки контактных уплотнений. Лабиринтное уплотнение не может полностью исключить истечение газа. Напротив непрерывное движение газа является непременным условием его функционирования. На рис. 8.12 конструкции показаны в порядке возрастания эффективности формы лабиринтных уплотнений.

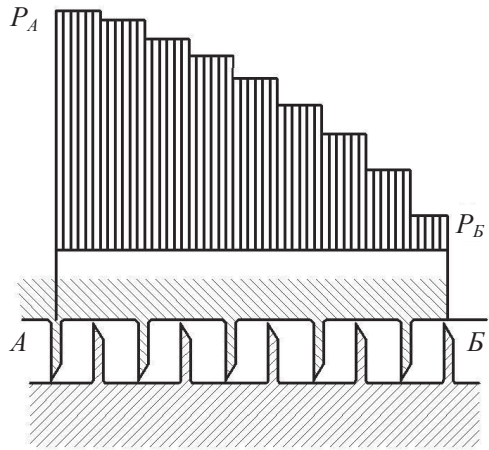


Рис. 8.11. Падение давления в лабиринтном уплотнении

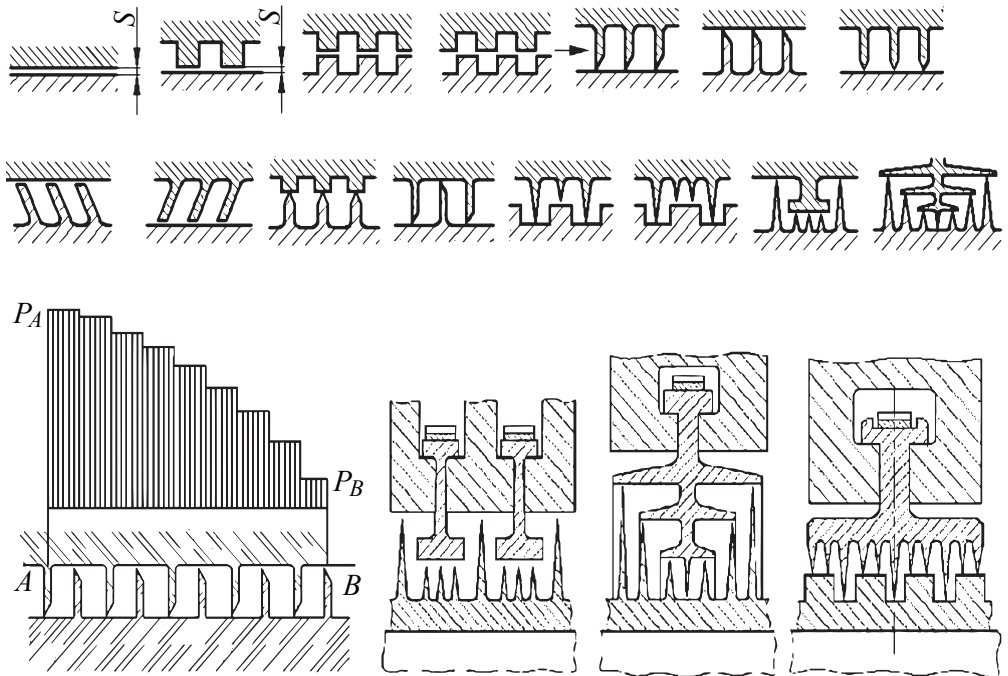


Рис. 8.12. Конструктивные разновидности лабиринтных уплотнений

Контрольные вопросы

1. Дайте определение вала и оси.
2. С какой целью выполняется уточненный расчет вала на прочность?
3. Какие детали образуют подшипник качения?
4. Что такое статическая и динамическая грузоподъемность?
5. Какие режимы трения выделяют в подшипнике скольжения?
6. Назовите основные параметры теплового расчета подшипника скольжения.
7. По каким критериям подбирается подшипник качения?
8. По каким параметрам выбирается масло для подшипников?
9. Опишите принцип действия лабиринтного уплотнения.

9. Конструирование литых, сварно-литых и механически обрабатываемых деталей

9.1. Литые детали

Литье широко применяют для изготовления фасонных деталей от мелких до самых крупных, типа базовых и корпусных. С помощью литья можно получить детали самой сложной конфигурации, невыполнимые другими способами формообразования. Литейный процесс производителен и надежен.

У многих машин (турбины, компрессоры, металлорежущие станки) масса литых изделий составляет до 60–80 % от массы машины. Однако для литых деталей характерны пониженная прочность, различные механические показатели в разных участках отливки, склонность к образованию дефектов и напряжений. Качество отливки зависит от технологии литья и конструкции детали, поэтому конструктор должен знать основные правила литейной технологии и уверенно владеть приемами, обеспечивающими получение качественных отливок при наименьших производственных затратах.

Конструирование литой детали должно обеспечивать необходимый уровень механических и эксплуатационных характеристик при заданных значениях массы, конфигурации, точности размеров и шероховатости поверхностей. При проектировании изделий конструктор должен учитывать как литейные свойства сплавов, так и технологию изготовления отливок, их последнюю очистку, обрубку, термическую и механическую обработки.

При проектировании отливок необходимо стремиться к выполнению ряда требований:

- 1) отливки должны иметь простое внешнее очертание с минимальным числом ребер, выступов и внутренних полостей;

- 2) конструкция отливки должна обеспечивать высокий уровень ее характеристик (прочность, жесткость, герметичность и т. д.) при заданной массе и точности конфигурации;
- 3) конструкция отливки должна учитывать взаимодействие отливки с формой так, чтобы обеспечить формирование требуемой структуры, высоких механических свойств, стабильных размеров и параметров шероховатости поверхности;
- 4) конструкция отливки должна обеспечивать минимальный объем последующей механической обработки;
- 5) базовые поверхности отливки должны иметь расположение, удобное для обработки резанием;
- 6) материал отливки должен обладать высокими литейными свойствами и минимальной стоимостью.

При изготовлении деталей применяют следующие способы литья:

1. **Литье в песчаные или земляные формы.** Наиболее распространенный и универсальный способ литья и практически единственный способ изготовления крупногабаритных отливок. Формовку производят по деревянным или металлическим моделям в опоках, набиваемых песчано-глинистыми смесями. Внутренние полости образуют с помощью стержней, формируемых в стержневых ящиках из песчаных смесей с крепителями. Точность размеров отливки зависит от качества изготовления формы и свойств литейного сплава (отклонения от номинальных размеров в среднем составляет $\pm 7\%$). Ответственные и крупногабаритные детали отливают в стержневых формах, наружные и внутренние поверхности которых образуются из блоков стержней, соединяемых механически или склеиванием. Параметры шероховатости при таком способе литья R_z 320–40 мкм.

2. **Литье в оболочковые формы.** Формы готовят по металлическим моделям в виде оболочек толщиной 6–15 мм из песчаных смесей с термоактивной смолой (бакелит) и отверждают нагревом до 150–350 °С. Способ применяют преимущественно для отливки открытых (корытных, чашечных) деталей размером до 1 м. Точность размеров $\pm 5\%$, шероховатость поверхности от R_a 1,25–2,5 до R_z 10–20 мкм.

3. **Кокильное литье.** Металл заливают в постоянные чугунные или стальные формы (кокили). При отливке деталей малых размеров и деталей из цветных сплавов внутренние полости образуют с помощью металлических стержней, при отливке средних и крупных деталей — песчаных стержней (полукокильное литье). Способ обеспечивает по-

вышенную прочность отливок, точность $\pm 4\%$, уровень шероховатости такой же, что и при литье в оболочковые формы.

4. Центробежное литье. Это процесс получения отливок из расплавленного металла во вращающихся формах. Применяется для отливки цилиндрических полых деталей типа труб, колец, втулок. Металл заливают во вращающиеся чугунные или стальные барабаны, где он уплотняется действием центробежных сил. При этом происходит измельчение структуры отливки, очистка от неметаллических включений, повышаются механические свойства и герметичность отливки. Точность отливки (толщина стенок) зависит от точности дозирования подачи металла. Недостатками способа являются невысокая точность размеров отливок и необходимость повышенных припусков, склонность к ликвации.

5. Литье под давлением. Высокоомеханизированный и автоматизированный процесс. Металл заливают в постоянные стальные формы под давлением $30\text{--}50 \text{ кгс/см}^2$ ($3\text{--}5 \text{ МПа}$). Способ обеспечивает высокую производительность, точность размеров ($\pm 1\%$) и малую шероховатость поверхности. Последующая механическая обработка, как правило, не требуется. Этот вид литья применяют для массового изготовления небольших и средних деталей, преимущественно из легкоплавких сплавов (алюминиевые, медно-цинковые сплавы и т. д.)

6. Литье по выплавляемым моделям. Модели изготавливают из легкоплавкого материала (парафин, стеарин, воск, канифоль) посредством литья под давлением в металлические пресс-формы. Модели соединяют в блоки, покрывают тонким слоем огнеупорного состава (кварцевый песок с жидким стеклом) и формуют в неразъемные песчаные формы, которые прокаливают при температуре $850\text{--}900^\circ\text{C}$, в результате чего модели без остатка удаляются. В образовавшиеся полости заливают металл при нормальном давлении или под давлением $2\text{--}3 \text{ кгс/см}^2$ ($0,2\text{--}0,3 \text{ МПа}$).

Способ применяют для отливки мелких и средних деталей произвольной конфигурации. Высокая точность размеров ($\pm 2\%$) и малая шероховатость поверхности позволяют в большинстве случаев обойтись без механической обработки, вследствие чего этот способ часто применяют для изготовления деталей из труднообрабатываемых материалов (например, для изготовления турбинных лопаток из жаропрочных сталей).

Факторы, влияющие на качество отливки

Принципы конструирования литых деталей зависят в основном от способа литья. Рассмотрим факторы, влияющие на качество отливки на примере литья в песчаные формы. Многие правила конструирования деталей, отливаемых в песчаные формы, являются важными и при использовании других способов литья.

Толщина стенок и прочность отливок. Стенки литых деталей обладают неодинаковой прочностью в поперечном сечении из-за различия условий кристаллизации. Прочность максимальна в поверхностном слое, где металл вследствие повышенной скорости охлаждения приобретает мелкокристаллическую структуру и где образуются благоприятные для прочности остаточные напряжения сжатия. В поверхностном слое чугунных отливок преобладает перлит и цементит.

Сердцевина, застывающая медленнее, имеет крупнокристаллическое строение с преобладанием феррита и графита. В ней нередко образуются дендритные кристаллы и возникают усадочные раковины и рыхлоты.

Чем массивнее стенка детали, тем резче разница между прочностью сердцевины и корки. Поэтому увеличение толщины стенок не сопровождается пропорциональным увеличением прочности отливок.

По этим причинам, а также для уменьшения массы целесообразно выполнять стенки отливок наименьшей толщины, которая допускается условиями литья. Необходимую жесткость и прочность обеспечивают ребрением, применением рациональных профилей, приданием детали выпуклых, сводчатых, сферических, конических и других форм. Такой метод всегда приводит к получению более легких конструкций.

Для одновременного затвердевания толщину внутренних стенок рекомендуется делать равной примерно $0,8S$ (S — толщина наружных стенок). Переход от стенки к стенке следует выполнить с галтелями обычно радиуса $(1,5...2)S$. Стенки, сходящиеся под тупым углом, соединяются радиусами $(50...100)S$. Во всех случаях, когда позволяет конструкция, целесообразно применять максимальные радиусы переходов, допускаемые конфигурацией детали. Если соединяются стенки разной толщины, то радиус определяется как полусумма толщин обеих стенок.

Стенки с большой разницей сечений целесообразно соединять клиновидными переходами с длиной более $5(S - s)$.

Следует избегать соединения стенок под острым углом.

Формовка. Это совокупность технологических операций изготовления литейных форм и стержней, способных выдерживать воздействие расплавленного металла и сообщать ему свои очертания. Конструкция отливок должна обеспечивать простое и удобное изготовление формы. Это условие разделяется на следующие частные:

- 1) модель должна беспрепятственно извлекаться из формы;
- 2) стержни должны свободно формироваться в стержневых ящиках;
- 3) конфигурация и крепление стержней не должны препятствовать сборке формы.

Для свободного извлечения модели из формы нужно, чтобы на поверхности модели не было подрезок — выступов, углублений, расположенных перпендикулярно или наклонно к направлению выемки, которые при извлечении модели срезают отформованные участки. Обнаружить подрезки помогает правило теней. Надо представить себе, что деталь освещена параллельными лучами, нормальными к плоскости разъема. Затененные участки свидетельствуют о наличии подрезок.

Разъем форм. Следует избегать разъема форм по наклонным и ступенчатым плоскостям, осложняющим изготовление форм.

Открытые отливки целесообразно формировать по моделям без применения стержней. В этом случае модели придают конфигурацию, точно соответствующую форме изделия. Непременное условие применения этого способа состоит в том, чтобы на внутренней поверхности детали не было подрезок. При наличии внутренних подрезок единственный способ формирования полости — применение стержней.

В конструкции литых деталей не должно быть узких полостей, глубоких карманов малого сечения и т. д. Такие полости плохо заполняются формовочной смесью, в форме они образуют непрочные столбчатые или ленточные выступы, осыпавшиеся при извлечении модели, легко смываемые напором жидкого металла.

Конфигурация внутренних полостей должна допускать свободную установку стержней в форме.

Выход газов. При конструировании внутренних полостей следует обеспечивать выход газов, выделяющихся из стержней при заливке металла. Необходимо предусмотреть отверстия (впоследствии заглушаемые) для выхода газа. Технологический способ предупреждения газовых раковин состоит в применении стержневых смесей с малым газообразованием.

Крепление стержня в форме. В отливках с открытыми нижними полостями стержни устанавливают основанием в нижней опоке. Стержни, формирующие верхние полости, подвешивают в верхней опоке за обратный конус.

В закрытых полостях стержни крепят на знаках, представляющих собой отформованные заодно со стержнем выступы, устанавливаемые в гнездах, образованных в форме соответствующими выступами на модели. По условиям собираемости знаки устанавливают в плоскости разъема формы или перпендикулярно к ней. Знаки выполняют цилиндрическими или коническими.

Крупные и сложные детали целесообразно разделять на части, впоследствии соединяемые резьбовыми соединениями или сваркой (сварно-литые конструкции).

Формовочные уклоны. Для облегчения выемки модели формы поверхности, перпендикулярной в плоскости разъема, придают формовочные (литейные) уклоны α , град, в зависимости от высоты над поверхностью разъема, мм:

до 20	3°
20—50	1,5°
50—100	1°
100—200	0,75°
200—800	0,5°
800—2000	0,33°
более 2000	0,25°

Величину стандартных уклонов на чертежах не проставляют и детали вычерчивают без уклонов. Однако уклоны следует учитывать, особенно при конструировании деталей, имеющих большую высоту.

В крупногабаритных отливках целесообразно проставлять величину уклона или предпочтительнее предусматривать конструкционные уклоны (см. таблицу ниже), превышающие формовочные уклоны.

Конструкционные уклоны

Высота, мм	Уклон	Уклон, град
Менее 30	$\angle 1:5$	12°
30—200	$\angle 1:10$	6°
200—500	$\angle 1:20$	3°
Более 500	$\angle 1:50$	1°

При проектировании агрегатов наиболее крупными и ответственными литыми деталями являются рамы, на которые опираются конструкции, и корпуса.

Корпус является базовой деталью. При его проектировании необходимо удовлетворить требованиям прочности, жесткости и герметичности. Должна обеспечиваться быстрая и удобная установка в нем деталей, а конструкция должна удовлетворять требованию технологичности.

Конструкцию корпуса, его форму и размеры следует выбирать в зависимости от типа агрегата, числа и размеров деталей, установленных в нем, расположения плоскости разъема (если таковой имеется) и относительного расположения осей валов. Прочность и жесткость корпуса обеспечиваются надлежащей толщиной стенок и ребрами жесткости, располагаемыми у приливов под подшипники.

Корпуса агрегатов серийного производства в большинстве случаев выполняют литыми из чугуна марок СЧ 15, СЧ 18. При неизбежности вибрационных и ударных нагрузок применяют высокопрочные чугуны типа ВЧ 40—10 или стальные отливки марок 30Л, 25Л. В индивидуальном и мелкосерийном производстве корпуса выполняют сварными из листовой стали марок Ст2, Ст3 или сварно-литыми. В турбиностроении для литых корпусов используют чугуны марок СЧ21—40 и СЧ-28—48, а для цилиндров газовых турбин применяют аустенитные стали 35Л, 1Х18Н9Т, ХН35ВТ.

Фундаментные плиты и рамы предназначены для установки на них агрегатов машины и должны обеспечить соосность их валов, легкую сборку и разборку машины. Они должны быть жесткими и прочными, что обеспечивается выбором формы и размеров, применением усиливающих ребер, перегородок (диафрагм), приливов и т. п. Плиты выполняют литыми, а рамы — сварными.

Сварные рамы, выполненные из профильного и листового материала, легче и дешевле литых плит, поскольку не требуется изготавливать дорогостоящие модели и стержневые ящики. Такое преимущество выявляется при единичном производстве. При выпуске более 3—5 изделий экономически выгодно изготовить плиты литьем, как правило, из серого чугуна марок СЧ10, СЧ15, позволяющего получить недорогие детали сложной формы, обладающие достаточно высокой жесткостью и прочностью. Перспективно применение комбинированных сварно-литых и штампованных конструкций,

так как при этом снижается масса, экономится металл и упрощается обработка.

Конструкция плит и рам зависит в основном от типоразмера агрегатов, устанавливаемых на них.

9.2. Механически обрабатываемые детали

Механическая обработка принадлежит к числу наиболее трудоемких и дорогих способов изготовления и составляет до 70 % стоимости изделия.

При проектировании механически обрабатываемых изделий следует учитывать свойства материалов, технологию изготовления заготовок и их последующую термическую и механическую обработки.

Важнейшим условием создания технологичной конструкции является стандартизация и унификация геометрических форм и размеров детали, что позволяет широко внедрять в производство автоматизацию и механизацию. Кроме того, унификация элементов деталей и их размеров создает предпосылки для унификации применяемых инструментов.

Для обеспечения точности и стабильности размеров, формы и взаимного расположения поверхностей детали следует избегать обработки нежестких заготовок, так как возникающие силы резания приводят к их значительным деформациям. Кроме того, необходимо использовать заготовки с формой, близкой к форме детали, что позволяет уменьшить число обрабатываемых поверхностей.

При проектировании заготовок следует заменять сложные поверхности более простыми, так как механическая обработка резанием фасонных поверхностей требует более сложной кинематики станка, специального режущего инструмента и повышения их жесткости. Там, где это возможно, следует использовать сборные элементы конструкций.

Трудоемкость механической обработки тем выше, чем больше число обрабатываемых поверхностей, чем сложнее эти поверхности по своим геометрическим формам, чем больше их протяженность и выше требования к качеству поверхностного слоя. Поэтому при конструировании деталей следует предусматривать как можно большее число

поверхностей без последующей механической обработки. Кроме того, поверхности заготовок, подвергаемые обработке резанием, должны иметь минимально допустимые припуски.

Главные технологические способы повышения производительности обработки:

- 1) сокращение машинного времени (интенсификация процессов резания);
- 2) сокращение вспомогательного времени;
- 3) совмещение во времени операций обработки (синхронизация переходов);
- 4) одновременная обработка нескольких заготовок;
- 5) ускорение передачи заготовок со станка на станок.

Обязательными условиями применения производительных способов обработки является массовость и стабильность выпуска продукции, устранение многомодельности и всемерная унификация конструкции.

При конструировании механически обрабатываемых деталей необходимо соблюдать следующие правила:

- 1) сокращать протяженность механически обрабатываемых поверхностей до конструктивно необходимого минимума;
- 2) уменьшать количество металла, снимаемого при обработке;
- 3) предусматривать изготовление деталей наиболее производительными методами обработки без снятия стружки (штамповкой, чеканкой и т. д.);
- 4) шире применять профильный и сортовой прокат с сохранением наибольшего числа черных поверхностей;
- 5) применять составные конструкции;
- 6) избегать излишне точной механической обработки;
- 7) обеспечивать удобный подход режущего инструмента к обрабатываемым поверхностям;
- 8) обеспечивать возможность обработки точных соосных и параллельных отверстий с одного установа;
- 9) придавать обрабатываемым поверхностям форму, обеспечивающую равномерную и безударную работу инструмента;
- 10) предусматривать удобные базы для контроля размеров по возможности с применением универсального измерительного инструмента.

Сокращение объема механической обработки достигается следующим:

- 1) для крепления направляющей уменьшают глубину фиксирующей выборки в корпусе до величины, достаточной для надежности фиксации;
- 2) в литых деталях поверхности, подвергающиеся обработке, следует располагать выше смежных черных поверхностей;
- 3) в узле установки подшипников качения точной мехобработке следует подвергать строго ограниченные участки рабочих поверхностей;
- 4) для деталей, изготавливаемых из круглого проката, снижение трудоемкости мехобработки и уменьшение объема снимаемой стружки достигается сокращением перепадов между диаметрами деталей, особенно наибольших диаметров, определяющих главную долю снимаемого материала. Диаметр изделия нужно согласовать со стандартными диаметрами круглого проката. Максимальный диаметр изделия должен быть меньше стандартного диаметра прутка на величину, равную диаметральному припуску на обработку a . Значение a определяется из соотношения

$$a = b\sqrt[6]{DL},$$

где D — диаметр обрабатываемой поверхности, мм; L — длина заготовки, мм; b — коэффициент, зависящий от вида обработки;

- 5) крепежные детали массового производства целесообразно изготавливать из калиброванного поката с сохранением возможно большей части необработанной поверхности заготовки;
- 6) значительного сокращения мехобработки полых цилиндрических деталей можно достичь путем изготовления их из труб.

Для снижения объемов механической обработки методами точения и получения высококачественных и надежных деталей применяют методы обработки давлением. Обработка давлением существенно влияет на свойства материала, улучшая качества литого металла. Дендритная структура преобразуется в мелкое равноосное зерно, ликвидируются пустоты и микротрещины внутри слитка, происходит уплотнение материала. Ковка и штамповка — это способы получения деталей высокой прочности с минимальной последующей механической обработкой.

Ковка — процесс горячего пластического деформирования металла универсальным инструментом — бойком при свободном течении металла в одном или двух направлениях. Процесс применяется при

единичном и мелкосерийном производствах, чаще при изготовлении крупных деталей простейших геометрических форм (например, валы). Недостатками процесса являются малая производительность, низкая размерная точность и высокий уровень шероховатости.

Штамповка — обработка заготовок из сортового и листового проката давлением с помощью специального инструмента — штампа. В зависимости от характера деформирования и конструкции штампов процесс разделяется на объемную и листовую, холодную и горячую. Наиболее целесообразно выполнять детали из заготовок, имеющих форму, близкую к форме окончательного изделия, получаемого горячей штамповкой в закрытых штампах. Объемной штамповкой изготавливают пространственные детали сложных форм, сплошные и с отверстиями.

Цельноштампованные детали при всех прочих равных условиях прочнее, легче и требуют меньшей мехобработки, чем составные детали. Применение штампов экономически оправдано при массовом или среднесерийном производстве. При мелкосерийном или единичном производстве, когда изготовление штампов экономически не оправдано, применяют составные конструкции.

Для увеличения производительности мехобработки и повышения чистоты и точности ее большое значение имеет обработка напроход со свободным входом и выходом режущего инструмента за пределы обрабатываемой поверхности. Обработка напроход не всегда осуществима по конструктивным условиям. В таких случаях необходимо предусмотреть перебег режущего инструмента относительно обрабатываемой поверхности на расстояние, достаточное для получения заданной шероховатости поверхности и точности. При точной обработке ступенчатых цилиндрических поверхностей выход инструмента обеспечивают за счет введения на участках сопряжения канавок глубиной несколько десятых миллиметра.

Для повышения производительности и точности мехобработки нужно обеспечить свободный подход режущего инструмента к обрабатываемой поверхности. Для этого необходимо ясно представлять себе характер операций, знать размеры режущего инструмента и его крепёжных элементов. Например, в цельнокованных роторах для обработки внутренних поверхностей дисков необходимо раздвинуть диски, увеличив расстояние между ними и уменьшив ширину ободьев, или перейти на разъемную конструкцию с насадными дисками.

Поверхности, обрабатываемые разными инструментами с различной степенью точности и шероховатости, должны быть конструктивно отделены одна от другой.

Поверхности, нуждающиеся в точной взаимной координации, целесообразно обрабатывать с одного станова. В качестве измерительных баз используют наличные элементы конструкции, однако иногда приходится вводить специальные измерительные базы.

Детали, обрабатываемые на круглошлифовальных и токарных станках с установкой заготовки в центрах или патроне с поддержкой другого конца заготовки, снабжают центровым отверстием.

Следует избегать совместной обработки деталей из материалов различной твердости.

При обработке должен быть выдержан непрерывный контакт резца с металлом. Нежелательны местные выемки, углубления и другие неровности на обрабатываемых поверхностях, нарушающие непрерывность процесса резания.

Отверстия неотвественного назначения с параметрами шероховатости до $R_z=20$ мкм и диаметром до 40 мм рекомендуется выполнять только сверлением, без дополнительной обработки, оставляя днище коническим. В отверстиях, обрабатываемых более точно (зенкерованием, растачиванием, развертыванием), необходимо учитывать операции предварительного сверления и особенности инструмента чистовой обработки. Следует избегать сверления отверстий под углом менее 70° к поверхности.

Для увеличения производительности мехобработки целесообразно обрабатывать максимальное число поверхностей на одном станке, с одного станова, за одну операцию, с применением одного инструмента, используя все возможности станка, на котором производится основная операция.

Производительность обработки можно значительно повысить, применяя комбинированный инструмент, обрабатывающий одновременно несколько поверхностей (сверло-зенкер, резцовые блоки, наборные фрезы).

В крупносерийном и массовом производстве следует обеспечивать возможность групповой обработки деталей по настроенной операции с установкой заготовок в многоместных быстродействующих приспособлениях.

Контрольные вопросы

1. Каким способом литья можно получить деталь с минимальным отклонением размеров?
2. Какие способы литья применяются для крупногабаритных отливок?
3. Какие факторы влияют на толщину стенки литой конструкции?
4. Перечислите факторы, которые следуют учесть при конструировании литой детали.
5. Какие детали целесообразно изготавливать методамиковки или штамповки?
6. Какие факторы следует учесть при выборе измерительных баз?
7. Как минимизировать операции механической обработки при изготовлении валов?

10. Соединения трубопроводов и арматура

10.1. Проектирование трубопроводов

При проектировании трубопроводов должны быть соблюдены несколько обязательных условий. Во-первых, ко всем элементам трубопровода должен быть обеспечен свободный доступ, в т. ч. и для выполнения всех видов неразрушающего контроля. Во-вторых, трубопроводы должны отсоединяться (для ремонта, диагностики и т. д.) без снятия агрегатов. В-третьих, при большой длине трубопроводов необходимо предусматривать компенсацию температурных напряжений. Компенсаторы — это специальные устройства, длина которых уменьшается под воздействием продольно действующих сил расширения. Обычно применяют компенсаторы: П-образные (любые температуры и давления, любой теплоноситель), сильфонные (максимальное давление среды 4 МПа, температура 300 °С), U-образные, лирообразные (средние параметры), сальниковые (рассчитаны на давление до 2,5 МПа, температуру до 300 °С), линзовые (для малоагрессивных сред). В-четвертых, гидравлические трубопроводы следует проектировать без местных возвышений, чтобы в них не собирался воздух, а также без изгибов, препятствующих сливу жидкости.

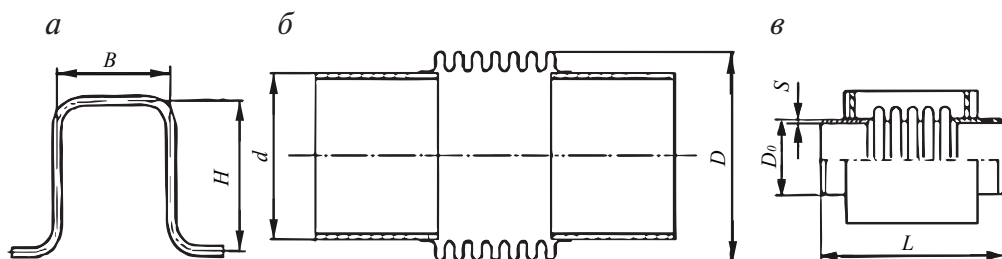


Рис. 10.1. Типы компенсаторов:

a — П-образный; *б* — сильфонный; *в* — линзовый

При подборе и проектировании трубопроводов основными параметрами являются условное давление и условный проход. Условное давление — наибольшее избыточное рабочее давление при температуре теплоносителя 20 °С, при котором обеспечивается длительная надежная работа труб и арматуры. Такое давление характеризует пригодность трубопровода, арматуры и фасонных частей для надежной эксплуатации при данных рабочих параметрах среды. Значение выбирается из значений унифицированного ряда условных давлений. Условное давление является основным для стандартизации труб, при температуре менее 200 °С оно равно рабочему.

Рабочее давление — максимальное избыточное давление, при котором обеспечивается длительная работа трубопровода и его деталей при рабочей температуре среды. Например, при рабочем давлении 4 МПа и температуре 20 °С для трубы из стали 20 условное давление составляет 4 МПа, при температуре 350 °С — 6,3 МПа.

Гидравлические испытания трубопроводов и арматуры производятся при пробном давлении, величина которого превышает рабочее на 25–50 %. Пробное давление — избыточное давление среды, при котором должны производиться гидравлические испытания в целях проверки прочности и плотности трубопроводов и их элементов.

Для арматуры, фасонных частей труб, изготовленных на один и тот же диаметр, введен ГОСТ 28338–89 на условные проходы. Под условным проходом труб, арматуры и фланцев следует понимать номинальный внутренний диаметр, выраженный целым числом. Эти проходы называют условными, так как действительные значения внутреннего диаметра труб, изготовленных на данный условный проход, будут различными при разных значениях толщины стенки трубы, определяемой расчетом на прочность. По значению условного прохода проектируются трубопроводы, выбирается арматура.

Толщина стенки бесшовной трубы определяется как

$$S = \frac{Pd_n}{2\sigma_{\text{доп}} + P} + C_1,$$

где P — расчетное избыточное давление в трубе; d_n — наружный диаметр трубы, мм; $\sigma_{\text{доп}}$ — допускаемые напряжения материала при рабочей температуре; C_1 — прибавка на коррозию, мм.

Толщина стенки округляется до ближайшего размера по сортаменту труб, округление в меньшую сторону не более чем на 3 %. Внутренний диаметр трубы

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V \rho}},$$

где Q — расход среды, кг/с; V — скорость среды, м/с; ρ — плотность, кг/м³.

Радиусы изгиба труб

$$A = \frac{\pi \alpha}{180} \left(R + \frac{d_{\text{н}}}{2} \right),$$

где α — угол поворота трубы; R — наименьший радиус изгиба (см. таблицу ниже); $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр трубы, мм.

Диаметр, мм	Минимальный радиус при толщине	
	до 2 мм	более 2 мм
5–20	$4d$	$3d$
20–35	$5d$	$3d$
35–60	—	$4d$
60–140	—	$5d$

Требования к материалам трубопроводов: высокая прочность, высокая пластичность, высокая вязкость и сопротивляемость старению, свариваемость, минимум вредных примесей, жаропрочность, отсутствие графитизации.

Трубы изготавливают из сталей различных классов: углеродистых (используются для среды с температурой до 450 °С), ферритно-перлитных (хромистых) — 10–12 % легирующих добавок, перлитных низколегированных (хромомолибденовых — 2–4 % легирующих добавок, предельная температура среды 580 °С), аустенитных высоколегированных (хромоникелиевых).

Классификация трубопроводов

Выделяют 3 группы технологических трубопроводов в зависимости от опасности транспортируемого вещества (токсичного действия, взрыво- и пожароопасные, трудногорючие и негорючие) и 5 категорий в зависимости от параметров среды.

Трубопроводы при $P > 0,07$ МПа и 115°C подразделяют на 4 категории. Трубопроводы перегретого пара первой категории изготавливают из бесшовных высококачественных стальных труб по особым техническим условиям, трубопроводы остальных категорий — из стандартных бесшовных (сталь 10, сталь 20, 15ГС, 15ХМ, 15Х1МФ, 12Х18Н10Т) и сварных труб (Ст3, сталь 10, сталь 20, 17ГС).

Газопроводы классифицируются по давлению газа и назначению. В зависимости от максимального давления транспортируемого газа газопроводы подразделяются так:

- 1) высокого давления I-а категории — с давлением среды свыше 1,2 МПа, применяемые на территории тепловых электрических станций для подвода рабочего тела к газотурбинным и парогазовым установкам;
- 2) газопроводы высокого давления I категории — при рабочем давлении газа и газовоздушных смесей свыше 0,6 МПа (6 кгс/см²) и до 1,6 МПа (16 кгс/см²) для сжиженных углеводородных газов;
- 3) газопроводы высокого давления II категории — при рабочем давлении газа свыше 0,3 МПа (3 кгс/см²) и до 0,6 МПа (6 кгс/см²);
- 4) газопроводы среднего давления — при рабочем давлении газа свыше 0,005 МПа (0,05 кгс/см²) и до 0,3 МПа (3 кгс/см²);
- 5) газопроводы низкого давления — при рабочем давлении газа до 0,005 МПа (0,05 кгс/см²) включительно.

Газопроводы низкого давления служат для транспортирования газа в жилые и общественные здания, предприятия общественного питания, а также во встроенные в жилые и общественные здания, отопительные котельные и предприятия бытового обслуживания. К газопроводам низкого давления можно присоединять мелких потребителей и небольшие отопительные котельные.

Газопроводы среднего и высокого давления служат для питания городских распределительных сетей низкого и среднего давления через газораспределительные пункты, для подачи газа в газопроводы промышленных и коммунальных предприятий.

Соединение и фиксация трубопроводов

Большинство трубопроводов соединяются между собой следующими способами:

- 1) фланцевые соединения используются преимущественно для трубопроводов большого диаметра. Для трубок малого диаметра их

применение ограничено вследствие неудобства монтажа (большое число крепежных точек, необходимость установки болтов с гайками). Широко применяют фланцевые соединения для крепления трубопроводов к корпусу, к арматуре;

- 2) трубопроводы малого диаметра соединяют с помощью фланцев ромбической формы. Фланцы уплотняют листовыми или кольцевыми прокладками. В некоторых случаях уплотнения достигают затяжкой фланцев на конус. Фланцы присоединяют к трубопроводам сваркой или пайкой. Сварные соединения трубопроводов являются наиболее надежными при эксплуатации и применяются для наиболее ответственных трубопроводов, например магистральных газопроводов. Соединение труб и фасонных деталей следует выполнять сваркой встык с полным проплавлением;
- 3) соединение муфтами или ниппелями применяют для соединения трубопроводов небольшого диаметра. Трубопроводы небольшого диаметра 5–20 мм с толщиной стенок 0,2–0,5 мм чаще всего соединяют с помощью безрезьбовых ниппелей. Ниппельные соединения выдерживают давление до 30–50 атм (3–5 МПа), такие соединения имеют небольшие габариты и удобны в монтаже. Для соединения трубопроводов из материалов, подвергающихся пайке и сварке, применяют ниппели с наружным конусом. Ниппель припаивают к концу трубопровода и затягивают на внутренний конус штуцера с помощью накидной гайки, угол конуса 75°. Для улучшения уплотнения ниппель обычно изготовляют из пластичного материала (красной меди, латуни);
- 4) сальниковые соединения могут применяться для трубопроводов из любого материала, так как не требуют предварительной разделки концов труб. Сальник выполняется из эластомеров, устанавливается в замкнутом пространстве между штуцером и трубопроводом и затягивается накидной гайкой;
- 5) соединения гибкими рукавами и шлангами применяются при небольших и умеренных давлениях для трубопроводов диаметром 10–60 мм. На концы трубопроводов надевают отрезок рукава из эластичного материала (резины, дюрита, пластика), который затягивается проволоочной вязкой или хомутиками. Для облегчения надевания рукава трубы снабжают заходными концами, для улучшения уплотнения и более надежной фиксации рукава на трубопроводе делают кольцевые выступы или гребешки.

Упругость рукава допускает некоторую несоосность и перекося трубопроводов. Для соединений, нагруженных осевыми силами (угловые соединения), необходима жесткая фиксация труб.

Гибкие шланги используют для прокладки коммуникаций сложной формы и большой длины. Шланги закрепляют на стенках, чтобы исключить вибрацию шланга при работе. Толстостенные шланги (5–8 мм) с диаметром проходного сечения 8–12 мм выдерживают давление 6–10 атм и глубокий вакуум.

В связи с большой протяженностью трубопроводов по различным участкам местности или предприятий для фиксации предусматривают опоры и подвески. Они делятся на подвижные и неподвижные, вертикальные и горизонтальные.

Подвижные опоры обеспечивают свободу перемещения трубопровода в заданном направлении и предохраняют от повреждений вследствие вибрационных явлений. Неподвижные опоры не допускают в местах их установки ни линейных, ни угловых перемещений закрепленного сечения.

Неподвижные опоры воспринимают вертикальные нагрузки от веса и горизонтальные от тепловых деформаций, гидравлические удары, вибрацию, пульсации. Конструктивно могут быть выполнены хомутowymi (для трубопроводов высокого давления), приварными (выдерживают среднее и низкое давление), бескорпусными (низкое давление среды).

При конструировании необходимо соблюдать условие самокомпенсации трубопровода или устанавливать на участке компенсирующие устройства.

Подвижные опоры должны поддерживать трубопровод и не препятствовать его осевому смещению. Они допускают перемещения в горизонтальной плоскости (скользящие и катковые опоры, жесткие подвески). Жесткие подвески обеспечивают перемещение и поворот трубопровода в любой плоскости за исключением вертикальной. Пружинные подвески, вертикальные направляющие опоры допускают вертикальные перемещения.

Окраска трубопроводов на промышленных предприятиях выполняется по ГОСТ 14202–69: вода — зеленый цвет, пар — красный, воздух — синий, газы горючие — желтый, жидкости горючие — коричневый, прочие — серый, противопожарные трубопроводы — красный, независимо от содержимого.

10.2. Арматура трубопроводов

Требования к арматуре:

- 1) герметичность к внешней среде и к разделяемым участкам трубопровода;
- 2) прочность и жесткость конструкции;
- 3) отсутствие застойных зон и полостей;
- 4) простота и удобство обслуживания;
- 5) легкость хода;
- 6) минимальное гидравлическое сопротивление, отсутствие гидравлического удара.

В зависимости от условного давления арматура делится на вакуумную, низкого, среднего и высокого давления.

По области применения выделяют арматуру энергетическую (пароводяную), газовую, нефтяную и химическую.

В зависимости от функционального назначения вся арматура разделяется на классы: запорная, регулирующая, предохранительная, защитная, фазоразделительная, контрольная:

1. Запорная арматура служит для периодического полного открытия или закрытия потока, является приводной (краны, вентили, задвижки, затворы).

2. Регулирующая арматура служит для изменения или поддержания параметров теплоносителя, а также является приводной. Она не может использоваться в качестве запорной. Сюда относят регулирующие вентили, регулирующие клапаны прямого и непрямого действия, регуляторы уровня, конденсатоотводчики, редукционные клапаны.

3. Предохранительная и защитная (отечественная) арматура является автоматической. Предназначена для срабатывания при аварийном повышении давления или других параметров среды. Среди такой арматуры — предохранительные клапаны, мембранные разрывные устройства, обратные клапаны, отключающие устройства. При срабатывании предохранительной арматуры защитная закрывается, отсекая участок трубы.

4. Контрольная арматура служит для контроля наличия и уровня среды. Конструктивно может быть как приводной, так и автоматической. Это пробно-спускные краны, указатели уровня.

5. Фазоразделительная арматура предназначена для автоматического разделения среды в зависимости от фазы, например конденсатоотводчики.

Классификация в зависимости от способа перекрытия потока среды (по характеру движения потока) показана на рис. 10.2:

1. Задвижка — затвор, выполненный в виде диска, перемещающегося возвратно-поступательно, перпендикулярно к оси потока среды (рис. 10.2, *а*).

2. Клапан — затвор в виде тарелки или конуса, движущийся возвратно-поступательно, параллельно оси потока среды в седле корпуса арматуры (рис. 10.2, *б*).

3. Кран — затвор, имеющий форму тела вращения, поворачивающийся вокруг своей оси, расположенной перпендикулярно к оси потока среды (рис. 10.2, *в*).

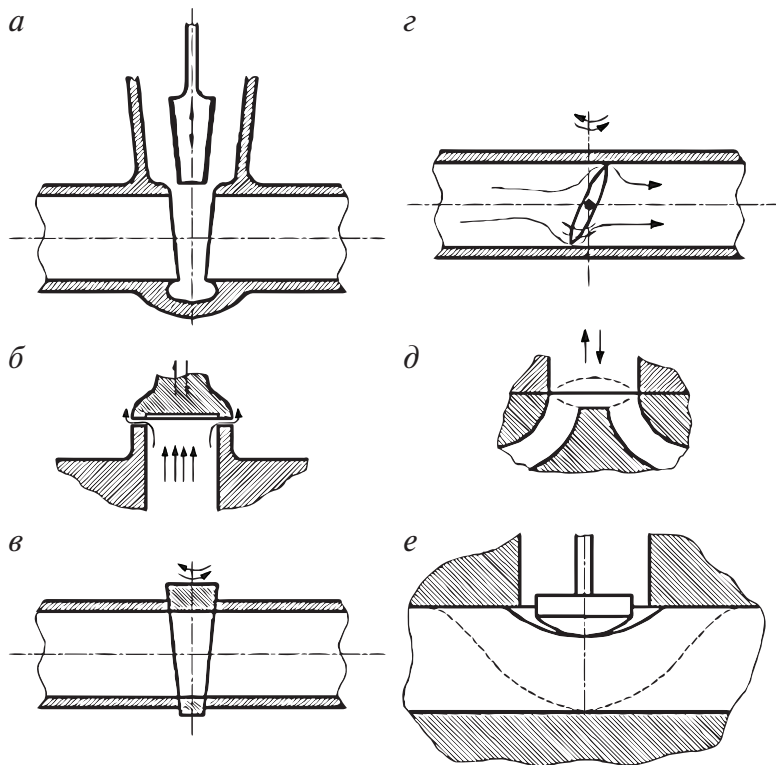


Рис. 10.2. Виды запорной арматуры:

а — задвижка; *б* — клапан; *в* — кран; *г* — заслонка; *д* — мембранный клапан;
е — шланговый клапан

4. Заслонка — затвор, имеющий форму диска (рис. 10.2, *з*), поворачивающийся вокруг оси, расположенной в плоскости затвора или параллельно ей.

5. Мембранный клапан — затвор, выполненный в виде упругой мембраны, перемещающийся вдоль оси потока в седле клапана (рис. 10.2, *д*).

6. Шланговый клапан — затвор, перекрывающий поток путем пережима эластичного шланга, внутри которого проходит транспортируемая рабочая среда (рис. 10.2, *е*).

Клапаны имеют большое число конструктивных разновидностей. Клапаны могут быть запорными, регулирующими, предохранительными, обратными, перепускными и т. д. Особое положение занимают мембранный и шланговый клапаны — их достоинством является малое время открывания и закрывания, а также то, что движущиеся детали клапана изолированы от потока перекрываемой среды.

Клапан, затвор которого перемещается вручную при помощи винтовой пары, называется вентилем. Вентили являются наиболее массовым типом арматуры, поскольку могут использоваться как для перекрытия, так и для регулирования среды.

Краны имеют малые габаритные размеры, применяются для среды с повышенным давлением при температурах до 150–200 °С. Наиболее современной конструкцией арматуры является шаровый кран — кран, запирающий или регулирующий элемент которого имеет сферическую форму. Подвижным элементом (затвором) таких кранов служит пробка сферической формы — шар, по оси которого выполнено сквозное круглое отверстие для прохода среды. В проходных кранах для полного закрытия или открытия прохода достаточно повернуть шар на 90°. Диаметр отверстия чаще всего соответствует внутреннему диаметру трубопровода, на который устанавливается кран, называемый в этом случае полнопроходным. Гидравлические потери при проходе рабочей среды через полностью открытый кран весьма малы, практически такие же, как при проходе среды через трубу, равную по длине корпусу крана, что в разы меньше, чем в других типах запорной арматуры. Это ценное качество сделало шаровые краны основным запорным устройством на линейной части магистральных газопроводов.

Заслонки имеют минимальную строительную длину и высоту, дешевы в изготовлении, просты в эксплуатации, однако их применение ограничено температурой среды в 100 °С из-за низкой герметичности резиновых уплотнительных колец.

Контрольные вопросы

1. Перечислите основные требования к проектированию трубопроводов.
2. Какие виды давления выделяют для трубопроводов?
3. Каким образом трубопроводы могут быть соединены между собой?
4. Назовите основные требования к материалам трубопроводов.
5. Перечислите основные требования к арматуре.
6. Какие виды арматуры обладают малым гидравлическим сопротивлением?

Библиографический список

Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В. И. Анурьев. — М. : Машиностроение, 1992. — 938 с.

Гуревич Д. Ф. Расчет и конструирование трубопроводной арматуры / Д. Ф. Гуревич. — Л. : Машиностроение, 1969. — 837 с.

Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. — 8-е изд., перераб. и доп. — М. : Издательский центр «Академия», 2004. — 496 с.

Иванов М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. — М. : Высшая школа, 2003. — 408 с.

Иванов М. Н. Детали машин : учеб. для студентов высш. техн. учебн. заведений / М. Н. Иванов. — М. : Высш. шк., 1991. — 383 с.

Иоселевич Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. Б. Иоселевич. — М. : Машиностроение, 1988. — 368 с.

Курендаш Р. С. Конструирование пружин / Р. С. Курендаш. — М.; Киев : Машгиз, 1958. — 110 с.

Никифоров А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. пособие для машиностр. спец. вузов / А. Д. Никифоров. — М. : Высшая школа, 2000. — 512 с.

Орлов П. И. Основы конструирования : справ.-метод. пособие : в 2 кн., кн. 2 / П. И. Орлов. — М. : Машиностроение, 1988. — 544 с.

Перель Л. Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор : справочник / Л. Я. Перель, А. А. Филатов. — М. : Машиностроение, 1992. — 608 с.

Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. — М. : Машиностроение, 1984. — 560 с.

Решетов Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.

Теория механизмов и механика машин : учебник для вузов / К. В. Фролов [и др.]. — М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2004. — 664 с.

Требухин С. А. Теория машин и механизмов : курс лекций / С. А. Требухин, Е. Э. Вульфов. — Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2009. — 34 с.

Трубопроводы тепловых электрических станций : учеб. пособие / Мурманский Б. Е. [и др.]; под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург : УГТУ-УПИ, 2008. — 300 с.

Юзик С. И. Развальцовка труб в судовых теплообменных аппаратах. — Л. : Судостроение, 1978. — 144 с.

Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: учебник для вузов / А. И. Якушев, Л. Н. Воронцов, Н. М. Федотов. — М. : Машиностроение, 1986. — 352 с.

Оглавление

Предисловие.....	3
Словарь терминов	4
1. Составные части проектирования.	
Принципы и методика конструирования	5
1.1. Проектирование и конструирование	5
1.2. Основные критерии работоспособности деталей машин.....	10
1.3. Основные виды напряженно-деформированных состояний деталей	16
1.4. Расчеты термонапряженных деталей	20
1.5. Составные части и этапы проектирования	24
Контрольные вопросы.....	27
2. Основы теории машин и механизмов	28
2.1. Структурный анализ плоских механизмов.....	28
2.2. Степени свободы плоской кинематической цепи	30
2.3. Кинематический анализ плоских механизмов	31
2.4. Кинематический анализ высшей пары	33
2.5. Построение плана скоростей и ускорений	33
Контрольные вопросы.....	36
3. Основы взаимозаменяемости	37
3.1. Взаимозаменяемость.....	37
3.2. Допуски и посадки	39
3.3. Отклонения и допуски формы и расположения поверхностей	50
3.4. Шероховатость поверхности	58
Контрольные вопросы.....	64
4. Конструирование соединений деталей	65
4.1. Резьбовые соединения	65
4.2. Заклепочные соединения.....	78
4.3. Вальцовочные соединения	82
4.4. Сварные соединения.....	84
Контрольные вопросы.....	91

5. Конструирование соединений для передачи крутящих моментов	93
5.1. Шпоночные соединения.....	93
5.2. Шлицевые соединения	98
5.3. Клеммовые соединения	101
5.4. Прессовые соединения	105
5.5. Муфты.....	111
Контрольные вопросы.....	132
6. Проектирование зубчатых и червячных передач	134
6.1. Механические передачи.....	134
6.2. Зубчатые передачи.....	139
6.3. Расчет цилиндрических зубчатых передач	146
6.4. Червячные передачи	153
Контрольные вопросы.....	161
7. Конструирование других видов передач движения и механизмов.	
Пружины	162
7.1. Фрикционные передачи.....	162
7.2. Ременные передачи	167
7.3. Конструирование пружин.....	174
Контрольные вопросы.....	179
8. Конструирование валов и опорных узлов	180
8.1. Валы и оси	180
8.2. Подшипники	188
8.3. Смазка подшипниковых узлов	202
8.4. Уплотнения	204
Контрольные вопросы.....	208
9. Конструирование литых, сварно-литых и механически обрабатываемых деталей.....	209
9.1. Литые детали	209
9.2. Механически обрабатываемые детали	216
Контрольные вопросы.....	221
10. Соединения трубопроводов и арматура	222
10.1. Проектирование трубопроводов.....	222
10.2. Арматура трубопроводов.....	228
Контрольные вопросы.....	231
Библиографический список.....	232

Учебное издание

**Плотников Петр Николаевич,
Недошивина Татьяна Анатольевна**

**ДЕТАЛИ МАШИН:
РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ**

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 23.05.2016. Формат 70×100/16.
Бумага писчая. Печать цифровая. Гарнитура Newton.
Уч.-изд. л. 13,0. Усл. печ. л. 19,0. Тираж 100 экз.
Заказ 73

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: 8(343)375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: 8(343) 350-56-64, 350-90-13
Факс: 8(343) 358-93-06
E-mail: press-urfu@mail.ru

